

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIEROS MECÁNICOS

TEMA:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DESMONTABLE
ELECTRO-HIDRÁULICO TIPO DESPLEGABLE PARA UN CAMIÓN DE 3
EJES PARA ELEVAR CARGA HASTA 500Kg

AUTORES:
GONZALO JAVIER QUINTANA SUCUZHAÑAY
JULIO MIGUEL RUALES PÁEZ

TUTOR:
WILLIAM GUSTAVO DÍAZ DÁVILA

Quito, marzo 2018

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Gonzalo Javier Quintana Sucuzhañay con documento de identificación 1715959118 y Julio Miguel Ruales Páez con documento de identificación 1715231922, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN ELEVADOR DESMONTABLE ELECTROHIDRAULICO TIPO DESPLEGABLE PARA UN CAMION DE TRES EJES PARA ELEVAR CARGA HASTA 500KG", mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la ley de propiedad intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Gonzalo Javier Quintana Sucuzhañay
C.I. 1715959118



Julio Miguel Ruales Páez
C.I. 1715231922

Quito, marzo 2018

DECLARATORIA DE COAUTORIA DEL DOCENTE TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, “DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN ELEVADOR DESMONTABLE ELECTROHIDRÁULICO TIPO DESPLEGABLE PARA UN CAMION DE TRES EJES PARA ELEVAR CARGA HASTA 500KG”, realizado por Gonzalo Javier Quintana Sucuzhañay y Julio Miguel Ruales Páez, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, marzo 2018.



William Gustavo Díaz Dávila
C.I. 0400926184

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado a mi madre por su constante apoyo, preocupación y por inculcarme, con su ejemplo, valores fundamentales para encontrarme, hoy, culminando esta meta.

Javier Quintana S.

Dedico este trabajo de titulación a mi Madre ya que, con su ejemplo y dedicación, hemos podido sortear muchas adversidades de la vida.

A mi esposa que me ha brindado todo su apoyo para la culminación de este proyecto.

Julio Miguel Ruales

AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento a la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana por brindarme los conocimientos técnicos y morales para enfrentar los retos diarios.

A mi tutor, Ingeniero William Díaz por su paciencia y su guía incondicional en la elaboración del proyecto.

Javier Quintana S.

Mi agradecimiento a la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana por acogerme durante toda mi vida estudiantil, y prepararme para mi vida profesional.

A mi tutor, Ingeniero William Díaz por apoyo y conocimiento en la guía de este proyecto.

Julio Miguel Ruales

ÍNDICE

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR.....	i
DECLARATORIA DE COAUTORIA DEL DOCENTE TUTOR.....	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	iv
ÍNDICE	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	viii
ÍNDICE DE TABLAS	x
RESUMEN.....	xi
ABSTRACT.....	xii
INTRODUCCIÓN	1
a. Problema de estudio	2
b. Justificación.....	2
c. Objetivos:	3
Objetivo general	3
Objetivos específicos.....	3
CAPÍTULO 1	4
FUNDAMENTOS TEÓRICOS	4
1.1 Mecánica de fluidos	4
1.1.1 Fluido	4
1.1.2 Propiedades de los fluidos.....	4
1.2 Diseño estructural	5
1.2.1 El acero.....	6
1.2.2 Ventajas del uso de acero como material estructural	6
1.2.3 Desventajas del uso de acero como material estructural.....	6
1.2.4 Conexiones atornilladas	6
1.2.5 Conexiones Soldadas	7

1.3	Diseño eléctrico	7
1.3.1	Corriente eléctrica	8
1.3.2	Tensión.....	8
1.4	Análisis actual.....	8
1.4.1	Frecuencia de movilización.....	9
1.5	Estudio de alternativas	9
1.5.1	Definición elevador	9
1.5.2	Tipos de elevadores	10
1.5.3	Elevador electro hidráulico tipo desplegable (Opción 1).....	10
1.5.4	Elevador electro hidráulico tipo puerta (Opción 2).....	11
1.5.5	Elevador electro hidráulico tipo riel (Opción 3).....	12
1.5.6	Estudio de Alternativas	13
1.5.7	Selección del elevador electro hidráulico.....	15
CAPÍTULO 2.....		16
DISEÑO DEL ELEVADOR		16
2.1	Esquema general y descripción	16
2.2	Diseño en el punto crítico	17
2.2.1	Primera posición.....	17
2.2.2	Segunda posición	19
2.2.3	Tercera posición	21
2.3	Diseño de brazos.....	24
2.4	Diseño de pasadores.....	27
2.5	Diseño de la plataforma	29
2.5.1	Primer Tramo	31
2.5.2	Segundo Tramo	32
2.5.3	Tercer Tramo.....	33
2.6	Diseño de soporte del chasis.....	36

2.7 Diseño de soldadura de orejas	43
2.8 Diseño del resorte	47
2.9 Diseño y selección del sistema hidráulico	54
CAPÍTULO 3	56
ANÁLISIS DE COSTOS	57
3.1 Análisis económico.....	57
3.1.1 Costos de equipos y materiales hidráulicos.....	57
3.1.2 Materiales y accesorios estructurales	57
3.1.3 Materiales y accesorios eléctricos	58
3.1.4 Mano de obra.....	58
3.1.5 Costos indirectos	59
3.1.6 Costo total.....	59
3.2 Ahorro generado	59
3.3 Flujo de caja.....	61
3.4 TIR, VAN Y PAYBACK	61
CONCLUSIONES	62
RECOMENDACIONES	63
REFERENCIAS.....	64
ANEXOS	66

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Flujo de operación proceso manual de carga y descarga.....	9
Figura 1.2 Elevador de carga [11].....	10
Figura 1.3 Clasificación de elevadores	10
Figura 1.4 Elevador electro hidráulico tipo desplegable.....	11
Figura 1.5 Elevador electro hidráulico tipo puerta.....	12
Figura 1.6 Elevador electro hidráulico tipo riel.	13
Figura 1.7 Selección del elevador.	15
Figura 2.1 Esquema General.	156
Figura 2.2 Primera posición del cilindro.....	18
Figura 2.3 Diagrama unifilar de las fuerzas actuantes en la primera posición del cilindro.	18
Figura 2.4 Diagrama unifilar del brazo principal y el cilindro en la primera posición.	19
Figura 2.5 Segunda posición del cilindro.....	19
Figura 2.6 Diagrama unifilar de las fuerzas actuantes en la segunda posición del cilindro.	20
Figura 2.7 Diagrama unifilar del brazo principal y el cilindro en la segunda posición.	20
Figura 2.8 Tercera posición del cilindro.	21
Figura 2.9 Diagrama unifilar de las fuerzas actuantes en la tercera posición del cilindro.	22
Figura 2.10 Diagrama unifilar del brazo principal y el cilindro en la tercera posición.	23
Figura 2.11 Fuerzas que actúan en el brazo secundario.....	23
Figura 2.12 Diagrama unifilar de las fuerzas que actúan en el brazo secundario.....	24
Figura 2.13 Diseño de brazo principal y secundario.....	25
Figura 2.14 Sección transversal de los brazos.	25
Figura 2.15 Plataforma de carga.	30
Figura 2.16 Carga en el elemento de la plataforma.	30
Figura 2.17 Corte primer tramo del perfil estructural.	31
Figura 2.18 Corte segundo tramo del perfil estructural.	32
Figura 2.19 Corte tercer tramo del perfil estructural.	33

Figura 2.20 Diagrama de Corte.....	34
Figura 2.21 Diagrama de Momento.	35
Figura 2.22 Fuerzas en el soporte del chasis.....	36
Figura 2.23 Torques en el soporte del chasis.	37
Figura 2.24 Diagrama de torque en el soporte del chasis.	37
Figura 2.25 Componentes de las fuerzas sobre el soporte del chasis.....	38
Figura 2.26 Sumatoria de fuerzas en el eje X.....	40
Figura 2.27 Diagrama de esfuerzo cortante en X.	40
Figura 2.28 Diagrama de momento en X.	41
Figura 2.29 Sumatoria de fuerzas en el eje Y.....	41
Figura 2.30 Diagrama de esfuerzo cortante en Y.	42
Figura 2.31 Diagrama de momento en Y.....	42
Figura 2.32 Soldadura con filetes transversales.....	43
Figura 2.33 Propiedades flexionantes de las soldaduras de filetes.	44
Figura 2.34 Dimensiones de oreja.....	44
Figura 2.35 Resorte de torsion.	48
Figura 3.1 Flujo de operación de carga y descarga.....	60

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Ponderación de criterios.....	14
Tabla 1.2 Valoración de alternativas.....	15
Tabla 3.1 Equipos y materiales hidráulicos.	57
Tabla 3.2 Materiales y accesorios estructurales.	58
Tabla 3.3 Materiales y accesorios eléctricos.....	58
Tabla 3.4 Mano de obra.	59
Tabla 3.5 Costos indirectos.	59
Tabla 3.6 Costo total.	59
Tabla 3.7 Flujo de Caja.	61
Tabla 3.8 Evaluacion financiera.....	62

RESUMEN

El proyecto fue elaborado en tres capítulos en los que se desarrolló teoría, diseño y análisis de costos, se tuvo como objetivo implementar un elevador electro-hidráulico para carga de hasta 500kg, con la finalidad de eliminar en gran parte el proceso manual de carga y descarga del camión, la implementación se realizó en el camión de la empresa INSEIN. CIA. LTDA. Ubicada en el sector norte de la ciudad de Quito.

Para la implementación se analizó el proceso de carga y descarga del camión, además fueron propuestas tres alternativas de elevadores considerando variables como el diseño, funcionalidad, peso y costo.

El impacto ergonómico y económico es considerable, el proceso de carga y descarga ahora es realizado por una sola persona la cual es encargada de operar el elevador electro-hidráulico, se disminuyó el impacto físico y el exceso de personal requerido durante el proceso.

Se realizó un análisis de tres alternativas de elevadores en el que se recopiló información técnica relacionada con la capacidad de carga, diseño de la estructura, componentes eléctricos e hidráulicos, peso estructural, costo de fabricación, tiempo de fabricación y ergonomía, se seleccionó la primera opción como la más factible para la implementación.

Se seleccionó el elevador que cumple con las necesidades de la empresa, una vez seleccionando el elevador, se inició el proceso del diseño estructural en el que se seleccionó tipos de perfiles, materiales, espesores, pasadores, planchas, sistema hidráulico y accesorios. Se seleccionó los componentes hidráulicos respetando los parámetros de diseño.

El análisis de costos fue desarrollado para determinar el tiempo de recuperación de la inversión en función de la reducción de costos por horas hombre y cantidad de personal requerido.

Palabras Claves: diseño, elevador, carga, electrohidráulico, descarga, ergonómico, implementación.

ABSTRACT

The project was elaborated in three chapters in which theory, design and cost analysis were developed, the objective was to implement an electro-hydraulic elevator for loading up to 500kg, with the purpose of eliminating to a great extent the manual process of loading and truck unloading, the implementation was made in the truck of the company INSEIN. INC. LTDA Located in the northern sector of the city of Quito.

For the implementation, the loading and unloading process of the truck was analyzed, and three alternatives of elevators were proposed, considering variables such as design, functionality, weight and cost.

The ergonomic and economic impact is considerable, the loading and unloading process is now carried out by a single person who is in charge of operating the electro-hydraulic elevator, the physical impact and the excess of personnel required during the process were reduced.

An analysis of three alternatives of elevators in which technical information related to the load capacity, design of the structure, electrical and hydraulic components, structural weight, manufacturing cost, manufacturing time and ergonomics, was selected. option as the most feasible for implementation.

The elevator that meets the needs of the company was selected. Once the elevator was selected, the structural design process was started, in which types of profiles, materials, thicknesses, pins, plates, hydraulic system and accessories were selected. The hydraulic components were selected respecting the design parameters.

The cost analysis was developed to determine the recovery time of the investment based on the reduction of preserves per man hours and the number of personnel required.

Keywords: design, elevator, charge, electrohydraulic, discharge, ergonomic, implementation.

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto tiene como objetivo principal implementar un elevador electro-hidráulico para carga de hasta 500kg, se requiere reducir en gran parte el proceso de carga y descarga del camión, proceso que actualmente se realiza de forma manual, la implementación será realizada en el camión de la Empresa INSEIN. CIA. LTDA. Ubicada en el sector norte de la Ciudad de Quito.

El desarrollo de este proyecto se presenta debido al ineficiente proceso de carga y descarga existente del camión en la actualidad, ya que el proceso se realiza de forma manual y debido al peso, volumen de las cajas de herramientas y equipos, se requiere contar con personal adicional únicamente para la carga y descarga del camión lo que genera pérdida de tiempo, aumento de horas hombre y riesgos físicos.

Para la implementación se analizará el proceso actual de carga y descarga del camión, además serán propuestas diferentes alternativas considerando variables como el diseño, funcionalidad, peso y costo, la opción que presente mayores beneficios será seleccionada para ser implementada y en función de la misma se realizará el proceso de diseño del sistema.

Será realizado un análisis de costos contemplando todos los gastos que genere la realización del proyecto, serán considerados valores de equipos, materiales y accesorios tanto estructurales como hidráulicos y eléctricos.

a. Problema de estudio

Actualmente, en la Empresa INSEIN CIA LTDA se presenta un inconveniente al momento de realizar la carga y descarga del camión debido al peso y volumen de las cajas de herramientas y materiales, se requiere personal adicional al necesario para la ejecución del trabajo el cual se encarga del montaje y desmontaje de los materiales y herramientas.

b. Justificación

La empresa INSEIN CIA. LTDA. Realiza trabajos de montaje y mantenimiento de estructuras dentro y fuera de la ciudad, por lo que requiere movilizar personal, materiales y herramientas hacia el lugar de ejecución del trabajo, por seguridad se cuenta con cajas de herramientas grandes que permitan el almacenaje de todas las herramientas necesarias para realizar los trabajos.

Constantemente se realizan trabajos que por su nivel de dificultad requieren de una o dos personas para su ejecución, pero para realizar el montaje en el camión de las cajas de herramientas, soldadoras, tanques de diferentes gases, entre otros se requiere contar con más personal que el necesario para realizar el trabajo obligando a la empresa a disponer de personal adicional únicamente para realizar el montaje y desmontaje de los materiales y herramientas, lo que genera una pérdida de tiempo, aumento de horas hombre y exceso de fuerza física del personal encargado del montaje y montaje del camión.

c. Objetivos:

Objetivo general

- Diseñar y construir un elevador desmontable electrohidráulico tipo desplegable para un camión de 3 ejes para elevar carga hasta 500kg.

Objetivos específicos

- Analizar el estado actual de la empresa frente al problema que se presenta durante la carga y descarga de materiales y herramientas del camión.
- Plantear opciones que mejor se ajusten a los requerimientos y seleccionar la más factible para resolver el problema raíz.
- Elaborar el diseño de los elementos mecánicos necesarios para el funcionamiento del elevador electrohidráulico.
- Valorar el desempeño de la máquina en condiciones de operación.
- Realizar la validación de costos de construcción del elevador hidráulico.

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1.1 Mecánica de fluidos

La mecánica de fluidos se define como la ciencia que estudia el comportamiento de los fluidos en reposo (estática de fluidos) o en movimiento (dinámica de fluidos), y la interacción de éstos con sólidos o con otros fluidos en las fronteras [1].

El agua en su categoría de fluido predominante en el plantea, ha sido empleado para generar energía mecánica desde los principios de las civilizaciones, en la actualidad las máquinas de fluidos se pueden dividir en dos tipos principales: las de tipo estático o de desplazamiento positivo y las de tipo dinámico o cinemático [2]

En el desarrollo de los principios de la mecánica de fluidos algunas de las propiedades de los fluidos juegan un papel preponderante, mientras que otras o influyen muy poco o nada [3].

1.1.1 Fluido

Se conoce como fluido a una sustancia en fase líquida o gaseosa. La diferencia entre un sólido y un fluido se hace con base en la capacidad de la sustancia para oponer resistencia a un esfuerzo cortante aplicado que tiende a cambiar su forma. Un sólido puede oponer resistencia a un esfuerzo cortante aplicado por medio de la deformación, en tanto que un fluido se deforma de manera continua bajo la influencia del esfuerzo cortante, sin importar lo pequeño que sea [1].

Las diferencias esenciales entre líquidos y gases son que los líquidos son prácticamente incompresibles y los gases son compresibles, los líquidos ocupan un volumen definido y tienen superficies libres mientras que los gases se expanden hasta ocupar todas las partes del recipiente que lo contenga [3].

1.1.2 Propiedades de los fluidos

Cualquier característica de un sistema se conoce como propiedad. Algunas de las propiedades más conocidas son la presión, la temperatura, el volumen, la masa, la densidad y la viscosidad [1].

La densidad se define como masa por unidad de volumen y depende de la temperatura y la presión. La densidad de la mayoría de los gases es proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura. Por otro lado, los líquidos y sólidos en esencia son sustancias incompresibles y la variación de su densidad con la presión suele ser despreciable [1].

La viscosidad puede ser considerada como la pegajosidad interna de un fluido, un fluido altamente viscoso se deforma más lentamente que un fluido de baja viscosidad [4].

La viscosidad de un fluido es aquella propiedad que determina la cantidad de resistencia opuesta a las fuerzas cortantes, La viscosidad se debe primordialmente a las interacciones entre las moléculas del fluido [3].

La viscosidad también se puede expresar como la propiedad que representa la resistencia interna de un fluido al movimiento o la fluidez [1].

1.2 Diseño estructural

Algunas veces la resistencia que requiere un elemento de un sistema significa un factor importante para determinar su geometría y dimensiones. En esa situación se dice que la resistencia es una consideración de diseño importante.

Cuando se emplea la expresión consideración de diseño se involucra de manera directa alguna característica que influye en el diseño del elemento, o tal vez en todo el sistema. A menudo se deben considerar muchas de esas características en una situación de diseño dada. Entre las más importantes se pueden mencionar: funcionalidad, resistencia, desgaste, seguridad, utilidad, costo, peso, vida útil, ruido, tamaño y mantenimiento [5].

El funcionamiento satisfactorio de los componentes y sistemas de las máquinas depende grandemente de los materiales que especifique el diseñador [6]

1.2.1 El acero

Aunque el primer metal que usaron los seres humanos probablemente fue algún tipo de aleación de cobre, tal como el bronce, los avances más importantes en el desarrollo de los metales han ocurrido en la fabricación y uso del hierro y de su famosa aleación llamada acero. Actualmente el hierro y el acero comprenden casi el 95% en tonelaje de todos los metales producidos en el mundo [7].

1.2.2 Ventajas del uso de acero como material estructural

El acero es hoy en día el material más usado en estructuras de todo tipo debido a varias ventajas entre las cuales podemos mencionar como fundamentales las siguientes: Alta resistencia, uniformidad, elasticidad, durabilidad, ductilidad, y tenacidad [7].

Algunas otras ventajas importantes del acero estructural son: gran facilidad para unir diversos miembros por medio de varios tipos de conexión simple, como son la soldadura y los pernos, la posibilidad de prefabricar los miembros, rapidez de montaje; capacidad para laminarse en una gran cantidad de tamaños y formas, es posible utilizarlo nuevamente después de desmontar una estructura y la posibilidad de venderlo como chatarra, aunque no pueda utilizarse en su forma existente [7].

1.2.3 Desventajas del uso de acero como material estructural

Las principales desventajas del uso de acero provienen de agentes externos que derivan en costos adicionales por ejemplo: La mayor parte de los aceros son susceptibles a la corrosión al estar expuestos al aire y al agua y, por consiguiente, deben pintarse periódicamente, la resistencia a la fatiga de los miembros de acero puede reducirse apreciablemente cuando los miembros se usan en ambientes químicos agresivos y sometidos a cargas cíclicas [7].

El acero es un excelente conductor del calor, de manera que los miembros de acero sin protección contra el fuego pueden transmitir suficiente calor de una sección o compartimiento incendiado de un edificio a secciones adyacentes del mismo edificio e incendiar el material presente. En consecuencia, la estructura de acero de un edificio debe protegerse mediante materiales con ciertas características aislantes [7].

1.2.4 Conexiones atornilladas

Durante muchos años, el método aceptado para conectar los miembros de una estructura de acero fue el remachado. Sin embargo, durante las últimas décadas, los tornillos y la soldadura han sido los métodos usados para hacer las conexiones de acero estructural, y casi nunca se usan los remaches [7].

Los tornillos también han ido evolucionando. En un principio fueron creados para reemplazar a los remaches, pero con el tiempo fueron mejorando y surgiendo nuevas y más exigentes aplicaciones lo que promovió la aparición de tornillos de alta resistencia, los tornillos de alta resistencia se hacen a base de acero al carbono mediano tratado térmicamente y aceros aleados y tienen resistencias a la tensión de dos o más veces las de los tornillos ordinarios.

Existen dos tipos básicos, los tornillos A325 (hechos con acero al carbono mediano tratado térmicamente) y los tornillos A490 de mayor resistencia (también tratados térmicamente, pero hechos con acero aleado). Los tornillos de alta resistencia se usan para todo tipo de estructuras, desde edificios pequeños hasta rascacielos [7].

Los tornillos sirven tanto para sujetar cosas como para desplazar cargas, por lo general se disponen para absorber cargas a tensión, cargas cortantes o ambas [8].

1.2.5 Conexiones Soldadas

La soldadura es un proceso en el que se unen partes metálicas mediante el calentamiento de sus superficies a un estado plástico o fluido, permitiendo que las partes fluyan y se unan (con o sin la adición de otro metal fundido) [7].

1.3 Diseño eléctrico

Un circuito o red eléctrica es un conjunto de elementos combinados de tal forma que existe la posibilidad de que se origine una corriente eléctrica [9].

Los circuitos eléctricos se usan en numerosos sistemas eléctricos para realizar varias tareas [10].

En el proyecto se emplea un sistema eléctrico simple, el cual consta de tres elementos básicos: una batería, un receptor y alambres de conexión, para nuestro caso se emplea

una batería como generador de energía y el receptor es el *power pack* que se encarga de transformar la energía eléctrica en energía hidráulica y accionar el cilindro.

Una característica peculiar de la carga eléctrica o electricidad es el hecho de que es móvil; esto es, puede ser transferida de un lugar a otro, donde puede ser convertida en otra forma de energía [10].

Las principales variables que intervienen en el estudio de los circuitos eléctricos son: corriente, tensión y potencia [9].

1.3.1 Corriente eléctrica

Es la velocidad de cambio de la carga respecto al tiempo, se mide en amperes (A) [10].

La corriente eléctrica es el movimiento de las cargas eléctricas a lo largo de caminos específicos y se representa por la letra i o I , según que la magnitud dependa o no del tiempo [9].

1.3.2 Tensión

Se define la tensión entre dos puntos A y B de un circuito eléctrico, como el trabajo realizado para mover la carga unidad entre esos puntos [9].

1.4 Análisis actual

El proceso de carga y descarga del camión, actualmente, es realizado de forma manual, lo que genera mayor tiempo de ejecución, mayor cantidad de personal requerido y riesgos físicos para el personal involucrado en el proceso.

Para cargar el camión se requiere contar con dos personas además del conductor, una vez cargado el camión debe movilizarse hacia el lugar requerido, con el personal que se encargará de realizar el proceso de descarga, en promedio el camión debe movilizarse tres veces por semana realizando viajes de dos horas entre carga, movilización y descarga.

El proceso de carga y descarga del camión tarda en promedio una hora realizado entre dos personas.

Contar con dos personas que se encarguen estrictamente del proceso de carga, movilización y descarga del camión tiene una repercusión en el ámbito económico, debido a que el tiempo de movilización es un tiempo improductivo del personal, se tienen dos personas movilizándose una hora sin generar ningún beneficio.

De igual manera someter al personal al proceso de carga y descarga manual tendrá una repercusión a mediano y largo plazo en la salud del personal, esto se debe al esfuerzo físico que se presenta durante el proceso.

1.4.1 Frecuencia de movilización

Para ejecutar los trabajos requeridos es necesario que el camión realice en promedio tres viajes por semana dentro de la ciudad llevando material, herramientas y equipos. Aproximadamente el tiempo que tarda en cargar, movilizarse y descargar es de dos horas por cada viaje.

De esta manera se tiene que el tiempo inactivo por cada persona debido a movilización es de tres horas por semana. Tiempo que es asumido por la empresa al contar como único método de carga y descarga el proceso manual.

En la figura 1.1 se observa un flujo de operación de la situación actual del proceso de carga y descarga del camión, se incluye el tiempo requerido por operación y el personal involucrado.

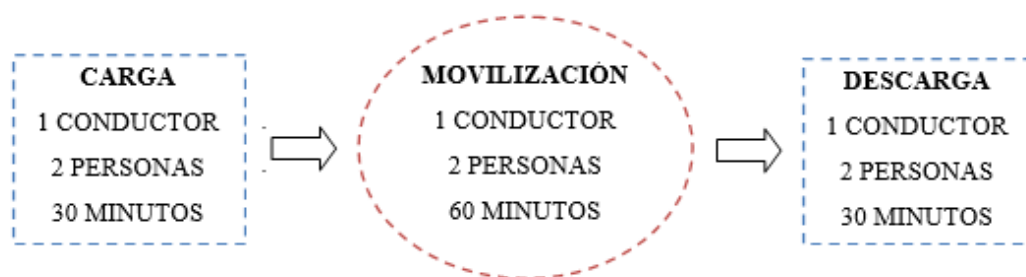


Fig. 1.1 Flujo de operación proceso manual de carga y descarga, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

1.5 Estudio de alternativas

1.5.1 Definición elevador

El elevador de carga para unidades móviles como camionetas o camiones es una estructura que va ensamblada en la parte posterior del vehículo, diseñado para cargar y descargar herramientas, materiales y equipos con mayor facilidad y rapidez, factores que influyen directamente con el presupuesto de un proyecto.

El elevador es un conjunto de elementos estructurales, eléctricos e hidráulicos que actúan de forma simultánea para asegurar la movilidad de insumos como se muestra en la figura 1.2.



Fig. 1.2 Elevador de carga [11].

1.5.2 Tipos de elevadores

Para la selección del equipo, se recopiló información técnica relacionada con la carga, diseño de la estructura, componentes eléctricos e hidráulicos.

La figura 1.3 muestra la clasificación de los elevadores electro-hidráulicos

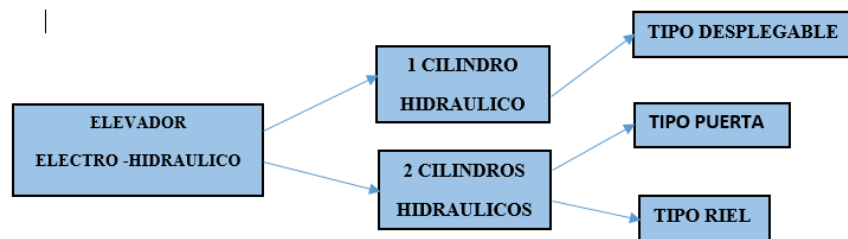


Fig. 1.3 Clasificación de elevadores, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

1.5.3 Elevador electro hidráulico tipo desplegable (Opción 1)

Un elevador electro- hidráulico tipo desplegable proporciona estabilidad al momento de levantar la carga.

Tiene un diseño que permite desplegar la estructura alojada en la parte posterior del vehículo, así como se muestra en la Figura 1.4. Consta únicamente de un cilindro hidráulico, un resorte que permite desplegar la plataforma para mayor facilidad del operario tiene un botón colgante para subir y bajar la carga, el sistema funciona con una mini central hidráulica (power pack) logrando mayor comodidad para el usuario.

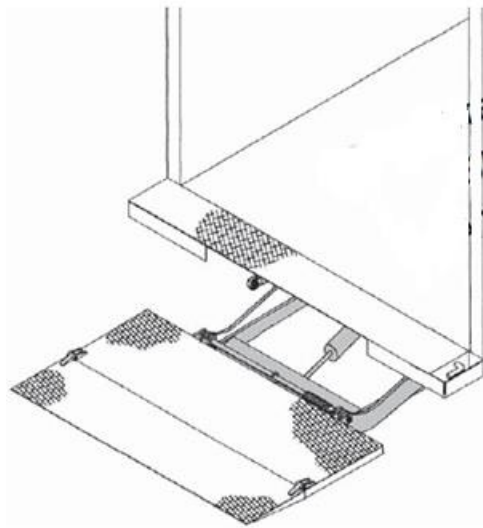


Fig. 1.4 Elevador electro hidráulico tipo desplegable, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Características del elevador electro hidráulico tipo desplegable:

- **Diseño:** El elevador consta de un cilindro, no hay cadenas o cables, amplia apertura de compuerta, placa de acero para trabajo pesado, control de interruptor de palanca para mejor fiabilidad, control remoto colgante, consta de un power pack.
- **Mantenimiento:** Mantenimiento reducido
- **Costo:** \$1.850
- **Ergonomía:** Un operario, herramientas e insumos.
- **Capacidad carga:** 1.100lb (500Kg)

1.5.4 Elevador electro hidráulico tipo puerta (Opción 2)

Un elevador electro- hidráulico tipo puerta proporciona estabilidad al momento de levantar la carga. Consta de dos cilindros hidráulicos, lo cual le da una mayor capacidad de carga, tal como se muestra en la figura 1.5.

El diseño permite plegar la estructura tipo puerta en la parte posterior del vehículo lo que hace las veces de compuerta, tiene un botón colgante para subir y bajar la carga, el sistema funciona con una mini central hidráulica (power pack), los componentes hidráulicos se encuentran alojados detrás de la estructura del elevador.

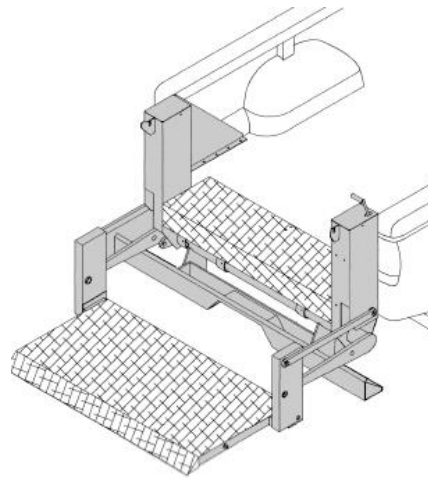


Fig. 1.5 Elevador electro hidráulico tipo puerta, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Características del elevador electro hidráulico tipo desplegable:

- **Diseño:** Elevador de doble cilindro, no hay cadenas o cables, amplia apertura de compuerta, cuenta con dos rieles de apoyo para la estructura, placa de acero para trabajo pesado, control de interruptor de palanca para mejor fiabilidad, control remoto colgante, consta de un power pack.
- **Mantenimiento:** Mantenimiento reducido
- **Costo:** \$2525.
- **Ergonomía:** Dos operarios, herramientas e insumos.
- **Capacidad carga:** 5000 lb (2272.7 Kg)

1.5.5 Elevador electro hidráulico tipo riel (Opción 3)

Un elevador electro- hidráulico tipo riel proporciona estabilidad al momento de levantar la carga ya que tiene cables de acero que le dan una estabilidad extra, tiene

dos rieles que hacen las veces de columna del sistema, además tiene dos cilindros hidráulicos y una botonera colgante para accionar el sistema.

Tiene un diseño que permite plegar la estructura alojada en la parte posterior del vehículo como se muestra en la figura 1.6.

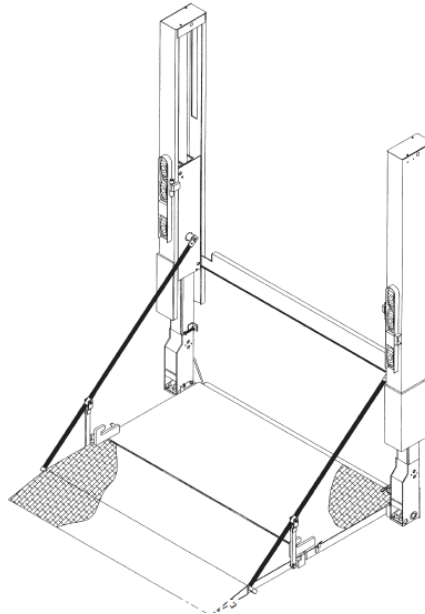


Fig. 1.6 Elevador electro hidráulico tipo riel, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Características del elevador electro hidráulico tipo desplegable:

- **Diseño:** Elevador de doble cilindro, hay cadenas o cables, amplia apertura de compuerta, cuenta con dos rieles de apoyo para la estructura, placa de acero para trabajo pesado, control de interruptor de palanca para mejor fiabilidad, control remoto colgante, consta de un power pack.
- **Mantenimiento:** Mantenimiento reducido.
- **Costo:** \$2.200
- **Ergonomía:** Un operario, herramientas e insumos.
- **Capacidad carga:** 4.000 lb (2272.7 Kg)

1.5.6 Estudio de Alternativas

La tabla muestra tres opciones de elevadores electro- hidráulicos, se determinan algunos factores para la selección del equipo más factible para la empresa INSEIN. CIA. LTDA, tales como peso estructural, costo de fabricación, tiempos de fabricación

e instalación, número de componentes del sistema, capacidad de carga, facilidad de mantenimiento.

El elevador con mayor puntuación es el seleccionado, debido a que se ajusta más a los requerimientos antes señalados.

a. Alternativas de elevadores:

ELEVADOR OPCION 1= Elevador electro hidráulico tipo desplegable.

ELEVADOR OPCION 2= Elevador electro hidráulico tipo puerta.

ELEVADOR OPCION 3= Elevador electro hidráulico tipo riel.

b. Criterios de valoración:

- **Peso estructural:** Peso total de la estructura del elevador.
- **Costo de fabricación:** Costos de fabricación.
- **Tiempo de fabricación:** Horas de fabricación.
- **Tiempo instalación hidráulica:** Instalación componentes hidráulicos.
- **Tiempo instalación eléctrica:** Instalación componentes eléctricos.
- **Componente elevador:** Elementos estructurales del sistema.
- **Capacidad de carga:** Capacidad de carga del elevador.
- **Mantenimiento:** Tiempo y costos para mantener el equipo en funcionamiento.

c. Ponderación de Criterios

Tabla 1.1 Ponderación de criterios

CALIFICACION	PONDERACION
4	Muy beneficioso
3	Beneficioso
2	Poco beneficioso
1	Muy poco beneficioso

Ponderación de criterios, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Tabla 1.2 Valoración de alternativas

TIPO DE ELEVADOR	ELEVADOR OPCION 1	ELEVADOR OPCION 2	ELEVADOR OPCION 3
Menor peso estructural	4	2	3
Menor costo de fabricacion	4	2	1
Menor tiempo de fabricacion estructural	3	2	1
Menor tiempo de instalacion hidraulico	2	2	2
Menor tiempo de instalacion electrico	2	2	2
Menores componentes del elevador	4	2	2
Capacidad de carga requerida	4	2	1
Facilidad mantenimiento	4	3	3
Ergonomia	4	4	4
Total	31	21	19

Valoración de alternativas, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

1.5.7 Selección del elevador electro hidráulico

En la tabla 1.2 se analizan las alternativas tomando como referencia el mayor número de ventajas posible sobre las otras opciones, de tal manera se aprecia en la figura 1.7 que la opción más viable es la opción 1.

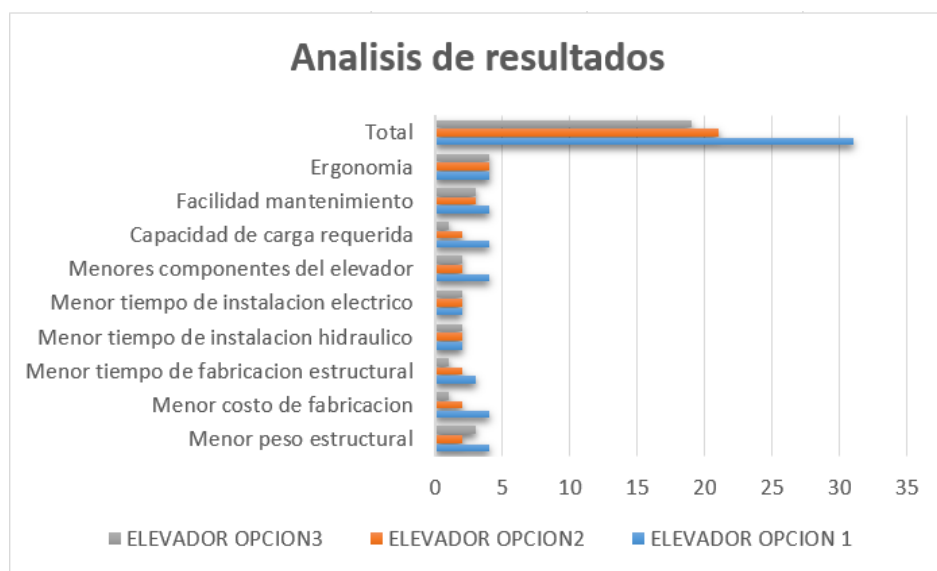


Fig. 1.7 Selección del elevador, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

El tipo de elevador correspondiente a la opción 1 es el que más se adecua a las necesidades de la Empresa INSEIN CIA LTDA, por lo que es el seleccionado para ser implementado en el proceso de montaje y desmontaje de herramientas, materiales y equipos.

CAPÍTULO 2

DISEÑO DEL ELEVADOR

2.1 Esquema general y descripción

En la Figura 2.1 se observa un esquema general del elevador electro hidráulico y sus elementos fundamentales, el cilindro hidráulico mediante el pistón y su longitud de carrera será el encargado de generar el movimiento de rotación que permita levantar la plataforma desde el nivel del suelo hasta el nivel del cajón del camión.

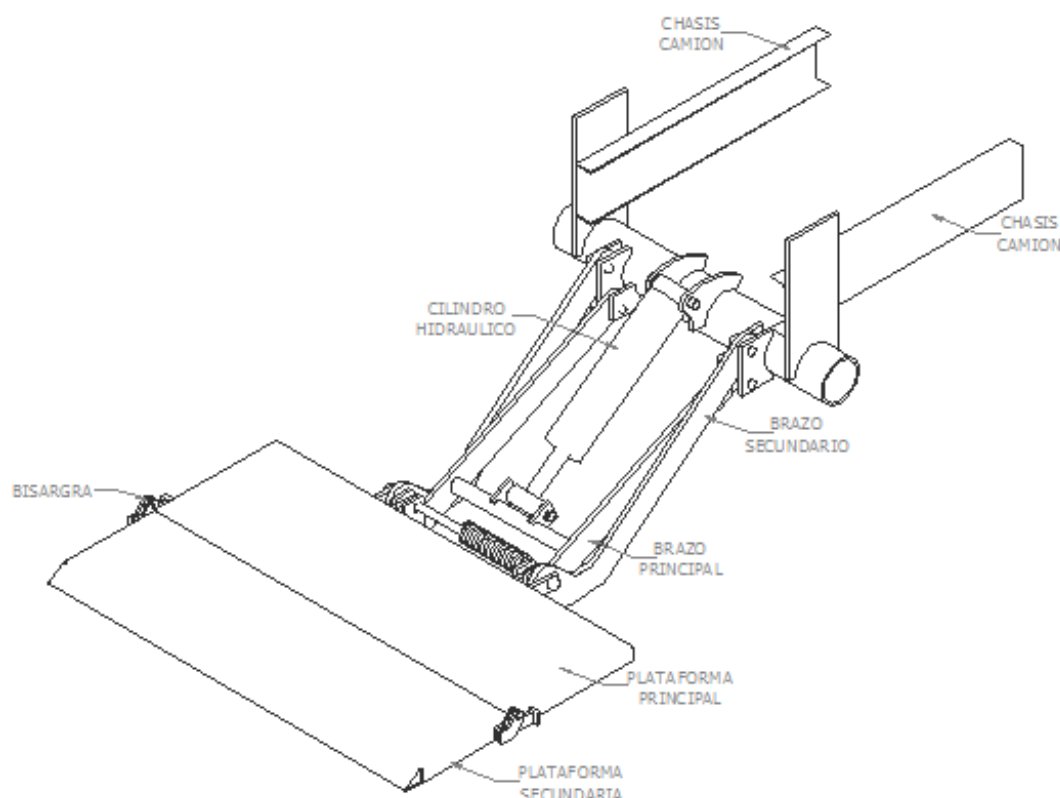


Fig. 2.1 Esquema general, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

El cilindro hidráulico al tener restringido el desplazamiento horizontal y vertical, durante su accionamiento debido a la variación de la ubicación de su eje con respecto al eje de los brazos, está obligado a realizar un movimiento giratorio con respecto a su eje de fijación.

El *power pack* es el dispositivo hidráulico que acciona al cilindro, consta de una bomba hidráulica y un reservorio para el aceite hidráulico, funciona con energía proveniente de la batería del camión, las conexiones del *power pack* hacia el cilindro se realizan

mediante mangueras hidráulicas. El sistema hidráulico dispondrá de una válvula *check* y un manómetro para verificaciones de la presión de trabajo.

Se ha dispuesto dos pares de brazos: los principales que tienen forma recta y los brazos secundarios con forma de bastón. Los dos brazos están sujetos mediante pasadores a sus respectivas orejas y permiten únicamente movimiento de rotación.

Se dispone de la plataforma de carga que está compuesta de dos partes. La principal que será la que soporte la carga y la secundaria que actúa como rampa de acceso a la plataforma principal, las plataformas son plegables y se guardan sobre los brazos cuando no se requiere del elevador.

El sistema deberá recibir mantenimiento tanto en la parte hidráulica como estructural, en lo referente al sistema hidráulico se deberá realizar cambio de aceite hidráulico, revisiones del estado físico de las mangueras y verificaciones de consumo de energía. Para el sistema estructural será previsto engrasar los elementos giratorios y pintar los elementos con pintura anticorrosiva para evitar el deterioro de los mismos.

2.2 Diseño en el punto crítico

Se considera para el diseño el punto crítico de operación, el punto crítico viene dado en función de la variación de los ángulos de posicionamiento del cilindro durante el proceso de carga, se evalúan tres posiciones, la primera al inicio del proceso, la segunda en la mitad del proceso y la tercera al final del proceso para determinar en qué posición se tiene el punto más crítico.

2.2.1 Primera posición

Es considerada al inicio del movimiento la rampa de carga está apoyada en el piso, según se muestra en la Figura 2.2.

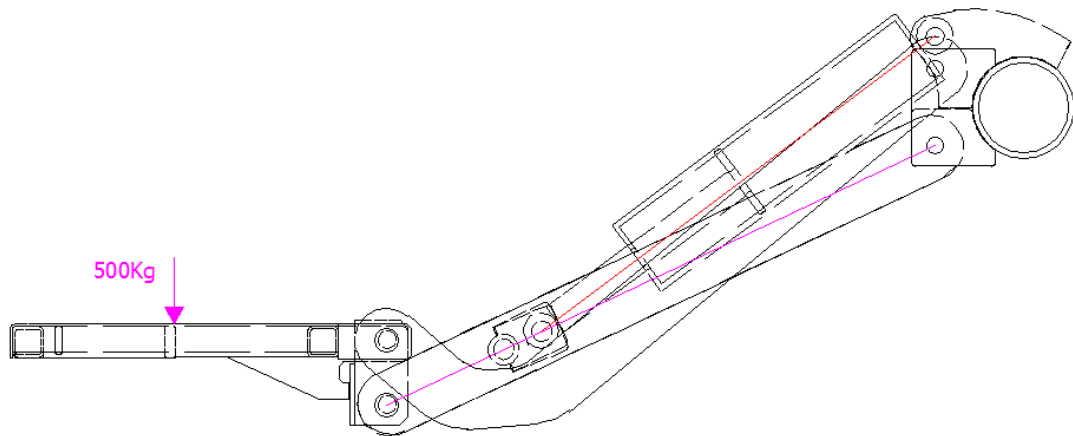


Fig. 2.2 Primera posición del cilindro, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

El análisis se realiza mediante sumatoria de momentos, existen dos fuerzas que generan momentos con relación al punto O₁, la carga máxima del elevador y la fuerza del cilindro, se conocen las distancias perpendiculares a las fuerzas, las dimensiones están en milímetros como se ve en la figura 2.3, además se muestra un diagrama unifilar de la estructura del elevador.

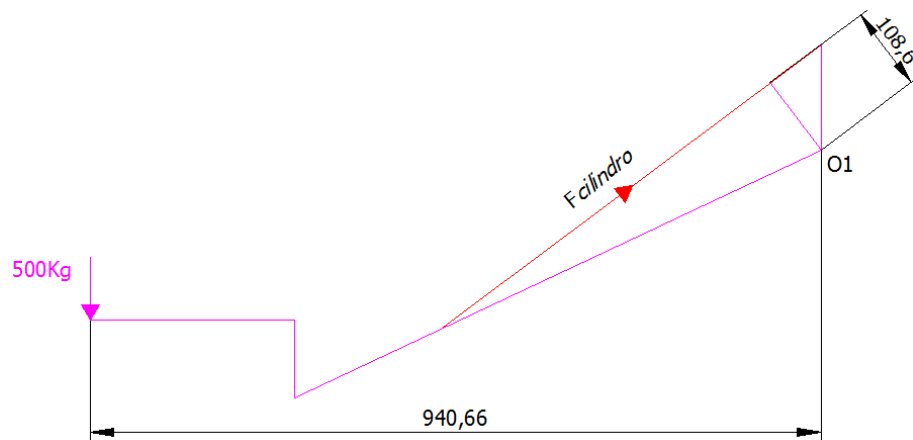


Fig. 2.3 Diagrama unifilar de las fuerzas actuantes en la primera posición del cilindro, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Para determinar la fuerza del cilindro se realiza el siguiente cálculo:

$$\Sigma M_{O_1} = 0 \quad (1)$$

Donde:

ΣM_{O_1} = Sumatoria de momentos con respecto al punto O₁

Fcilindro1 = Fuerza del cilindro en la primera posición

$$500\text{Kg} * 940,66\text{mm} - F_{\text{cilindro1}} * 108,6\text{mm} = 0$$

$$\frac{500Kg * 940,66mm}{108,6mm} = F_{cilindro1}$$

$$\mathbf{F_{cilindro1} = 4330,85Kg}$$

Se determina la fuerza ejercida en el brazo principal mediante los ángulos que se muestran en la Figura 2.4.

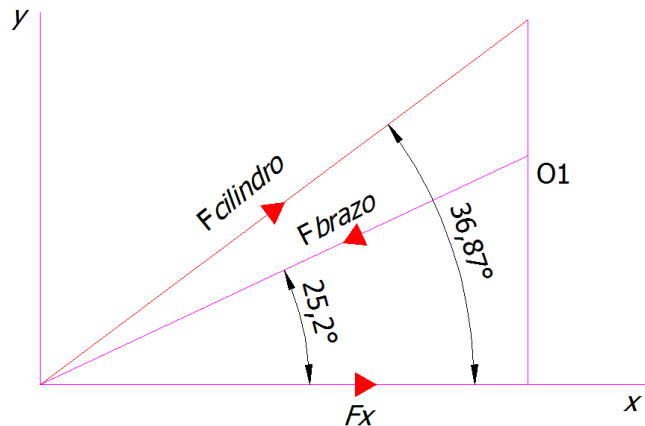


Fig. 2.4 Diagrama unifilar del brazo principal y el cilindro en la primera posición, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

$$F_{x1} = F_{cilindro1} * \cos 36,87^\circ \quad (2)$$

$$F_{x1} = F_{brazo} * \cos 25,2^\circ \quad (3)$$

$$F_{cilindro1} * \cos 36,87^\circ = F_{brazo} * \cos 25,2^\circ$$

$$F_{brazo} = \frac{F_{cilindro1} * \cos 36,87^\circ}{\cos 25,2^\circ}$$

$$\mathbf{F_{brazo} = 3829,10Kg}$$

2.2.2 Segunda posición

La segunda posición a analizar es considerada a la mitad del movimiento, según se muestra en la figura 2.5.

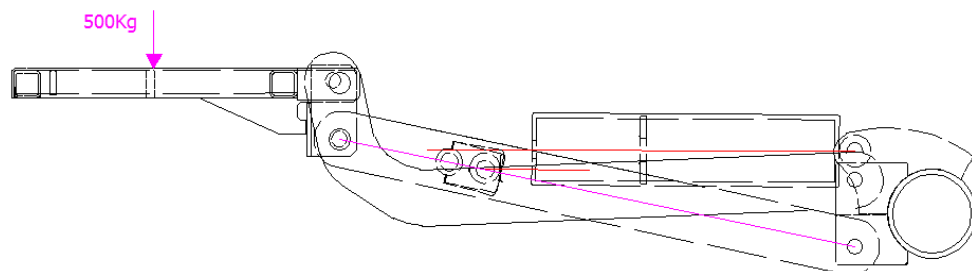


Fig. 2.5 Segunda posición del cilindro, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

El análisis se realiza mediante sumatoria de momentos, existen dos fuerzas que generan momentos con relación al punto O₂, la carga máxima del elevador y la fuerza del cilindro, se conocen las distancias perpendiculares a las fuerzas, las dimensiones están en milímetros como se ve en la figura 2.6, además se muestra un diagrama unifilar de la estructura del elevador.

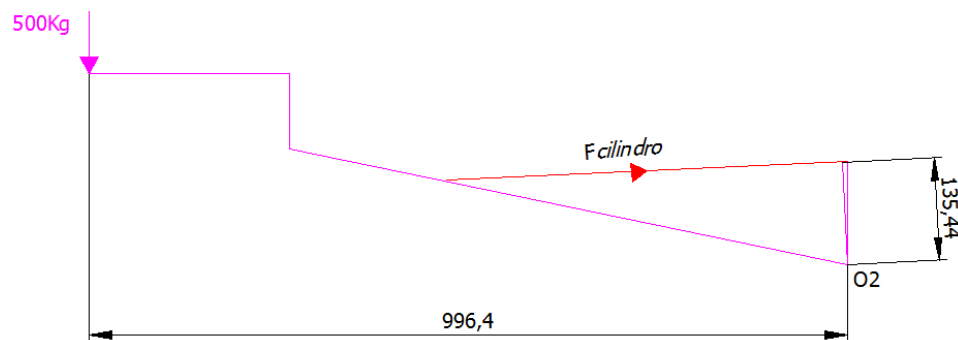


Fig. 2.6 Diagrama unifilar de las fuerzas actuantes en la segunda posición del cilindro, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Para determinar la fuerza del cilindro se realiza el siguiente cálculo:

$$\Sigma M_{O_2} = 0$$

Donde:

ΣM_{O_2} = Sumatoria de momentos con respecto al punto O₂

Fcilindro2 = Fuerza del cilindro en la segunda posición

$$500Kg * 996,4mm - Fcilindro2 * 135,44mm = 0$$

$$\frac{500Kg * 996,4mm}{135,44mm} = Fcilindro2$$

$$Fcilindro2 = 3678,38Kg$$

Se determina la fuerza ejercida en el brazo principal mediante los ángulos que se muestran en la figura 2.7.

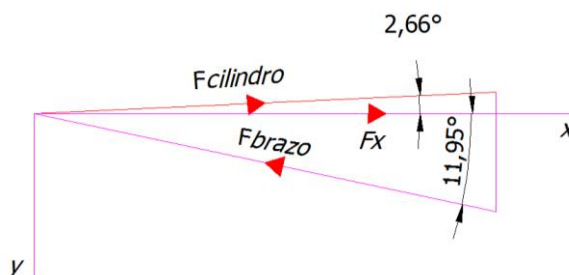


Fig. 2.7 Diagrama unifilar del brazo principal y el cilindro en la segunda posición, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

$$F_{x2} = F_{cilindro2} * \cos 2,66^\circ \quad (4)$$

$$F_{x2} = F_{brazo} * \cos 11,95^\circ \quad (5)$$

$$F_{cilindro2} * \cos 2,66^\circ = F_{brazo} * \cos 11,95^\circ$$

$$F_{brazo} = \frac{F_{cilindro2} * \cos 2,66^\circ}{\cos 11,95^\circ}$$

$$F_{brazo} = 3755,81Kg$$

2.2.3 Tercera posición

Es considerada al final del movimiento la rampa de carga coincide con la plataforma del camión según se muestra en la Figura 2.8.

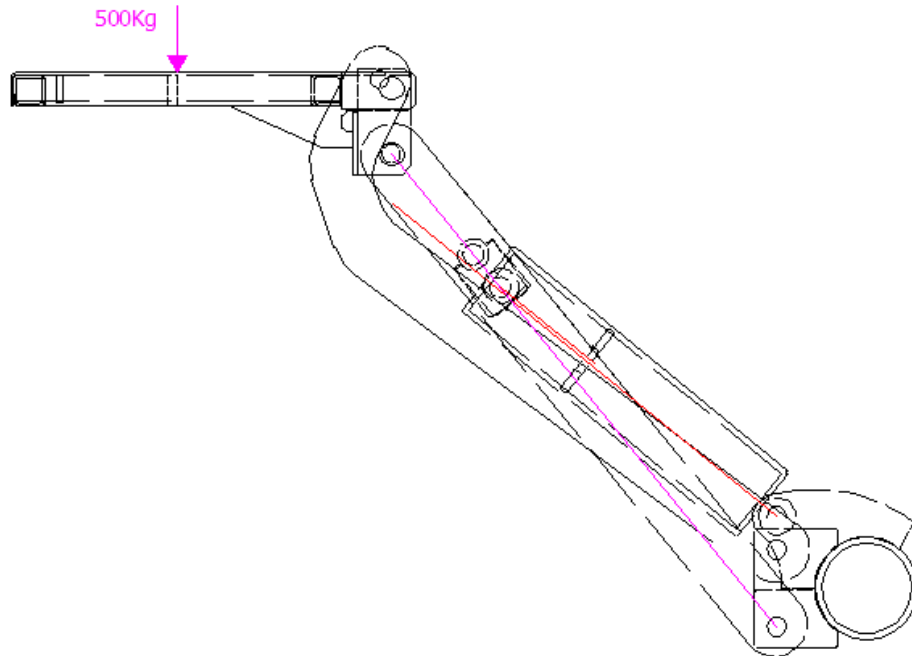


Fig. 2.8 Tercera posición del cilindro, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

El análisis se realiza mediante sumatoria de momentos, existen dos fuerzas que generan momentos con relación al punto O3, la carga máxima del elevador y la fuerza del cilindro, se conocen las distancias perpendiculares a las fuerzas, las dimensiones están en milímetros como se ve en la figura 2.9, además se muestra un diagrama unifilar de la estructura del elevador.

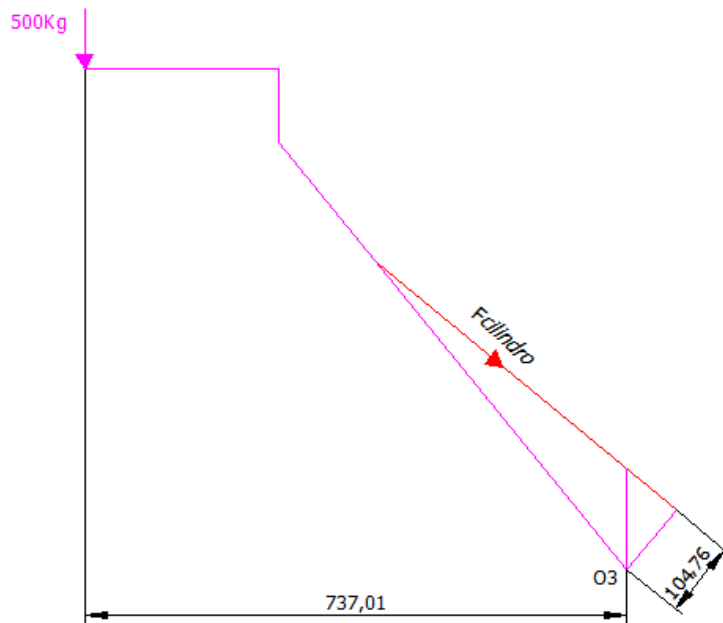


Fig. 2.9 Diagrama unifilar de las fuerzas actuantes en la tercera posición del cilindro, Elaborado por:
G. Quintana, J. Ruales

Para determinar la fuerza del cilindro se realiza el siguiente cálculo:

$$\Sigma M_{O_3} = 0$$

Donde:

ΣM_{O_3} = Sumatoria de momentos con respecto al punto O_3

$F_{cilindro3}$ = Fuerza del cilindro en la tercera posición

$$500Kg * 737,01mm - F_{cilindro3} * 104,76mm = 0$$

$$\frac{500Kg * 737,01mm}{104,76mm} = F_{cilindro3}$$

$$\mathbf{F_{cilindro3} = 3517,61Kg}$$

Se determina la fuerza ejercida en el brazo principal mediante los ángulos que se muestran en la Figura 2.10.

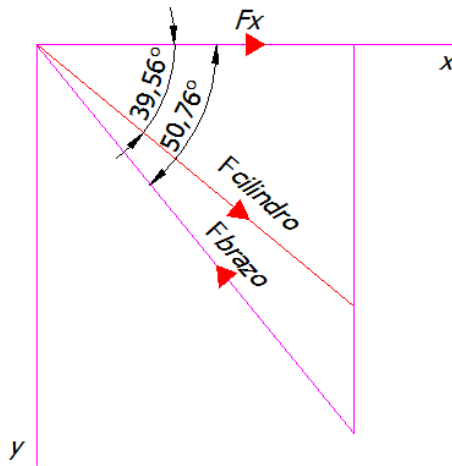


Fig. 2.10 Diagrama unifilar del brazo principal y el cilindro en la tercera posición, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

$$F_{x3} = F_{cilindro3} * \cos 39,56^\circ \quad (6)$$

$$F_{x3} = F_{brazo} * \cos 50,76^\circ \quad (7)$$

$$F_{cilindro3} * \cos 39,56^\circ = F_{brazo} * \cos 50,76^\circ$$

$$F_{brazo} = \frac{F_{cilindro3} * \cos 39,56^\circ}{\cos 50,76^\circ}$$

$$F_{brazo} = 4287,16Kg$$

Se requiere determinar la fuerza que actúa en el brazo secundario, para el cálculo se realiza sumatoria de momentos con respecto al punto O4, se conoce la dirección de las fuerzas como se muestra en la Figura 2.11.

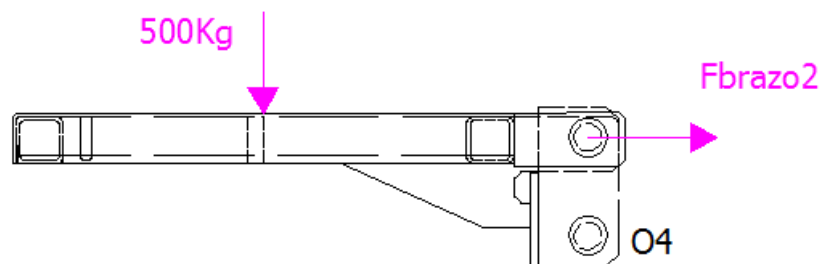


Fig. 2.11 Fuerzas que actúan en el brazo secundario, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

En la Figura 2.12 se muestra el diagrama unifilar de las fuerzas que actúan en el brazo secundario, con sus respectivas distancias perpendiculares al punto O4.

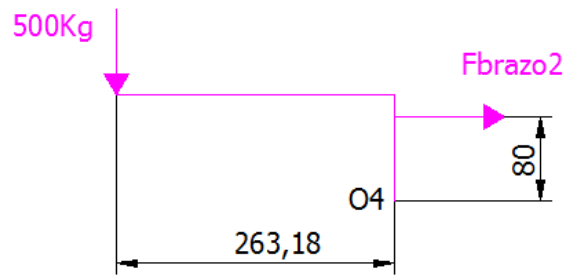


Fig. 2.12 Diagrama unifilar de las fuerzas que actúan en el brazo secundario, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Se realiza sumatorias de momentos con respecto al punto O4

$$\Sigma M_{O_4} = 0 \quad (8)$$

Donde:

ΣM_{O_4} = Sumatoria de momentos con respecto al punto O_4

Fbrazo2 = Fuerza del brazo secundario

$$500Kg * 263,18mm - Fbrazo2 * 80mm = 0$$

$$\frac{500Kg * 263,18mm}{80mm} = Fbrazo2$$

$$\mathbf{Fbrazo2 = 1644,88Kg}$$

Al obtener los resultados en las tres posiciones analizadas se identifica que la mayor fuerza de trabajo del cilindro se obtiene en la primera posición, la fuerza es de 4330,85Kg.

2.3 Diseño de brazos

Los brazos del elevador electrohidráulico serán diseñados para soportar la carga requerida de funcionamiento, en la figura 2.13 se puede ver el diseño y distancias en milímetros entre los brazos y sus respectivas orejas de soporte. El dimensionamiento se lo realiza con la mayor fuerza obtenida del análisis del punto crítico de operación del elevador.

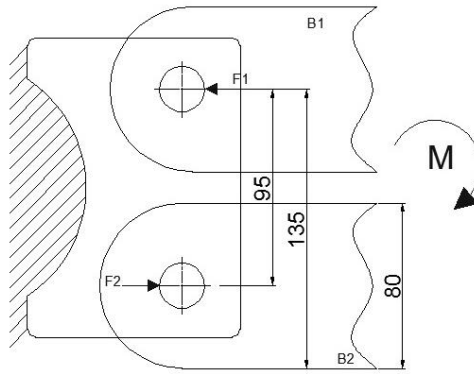


Fig. 2.13 Diseño de brazo principal y secundario, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Para el cálculo de la inercia de los brazos, en la figura 2.14 se muestra la vista de la sección transversal con la cual se realiza el cálculo de inercia.

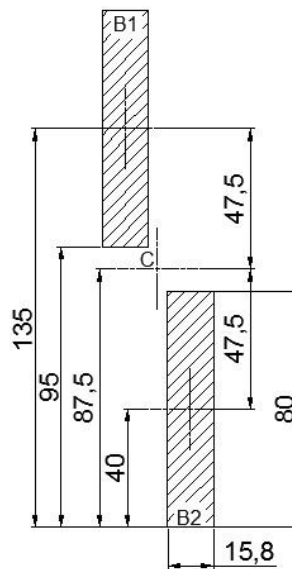


Fig. 2.14 Sección transversal de los brazos, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Para el cálculo de la inercia se aplica la siguiente fórmula:

$$I_{B1} = \frac{b \times h^3}{12} \quad (9)$$

Donde:

b = Base de la sección

h = Altura de la sección

I_{B1} = Inercia del brazo 1

$$I_{B1} = \frac{(1.58cm) \times (8cm)^3}{12}$$

$$I_{B1} = 67.41cm^4$$

La inercia total se calcula en conjunto considerando los dos brazos y sus respectivas distancias hacia el eje neutro del conjunto, se aplica la siguiente fórmula:

$$I_T = I_{B1} + (A_{B1} \times d_{B1}^2) + I_{B2} + (A_{B2} \times d_{B2}^2) \quad (10)$$

Donde:

I_T = Inercia total

I_{B1} = Inercia del brazo 1

A_{B1} = Area del brazo 1

d_{B1} = Distancia del brazo 1 al eje neutro C

I_{B2} = Inercia del brazo 2

A_{B2} = Area del brazo 2

d_{B2} = Distancia del brazo 2 al eje neutro C

$$I_T = 67.41cm^4 + (12.64cm^2 \times (4.75cm)^2) + 67.41cm^4 + (12.64cm^2 \times (4.75cm)^2)$$

$$I_T = 67.41cm^4 + 285.19cm^2 + 67.41cm^4 + 285.19cm^2$$

$$I_T = 705.2cm^4$$

Se calcula el momento con la mayor fuerza obtenida en el brazo, se emplea la siguiente fórmula:

$$M = F * d \quad (11)$$

$$M = 4287,16Kg * 9,5cm$$

$$M = 40728,16Kg.cm$$

El módulo de sección S_x se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$S_x = \frac{I}{c} \quad (12)$$

Donde:

S_x = Modulo de seccion

c = Distancia del eje neutro al extremo

I = Inercia

$$S_x = \frac{705.2cm^4}{8.75cm}$$

$$S_x = 80.59cm^3$$

Se determina la flexión a la que está sometida el elemento mediante la siguiente fórmula:

$$fb = \frac{Mx}{Sx} \quad (13)$$

Donde:

fb = Esfuerzo de flexión

Mx = Momento

$$fb = \frac{40728,02kg \cdot cm}{80.59cm^3}$$

$$\mathbf{fb = 505,37Kg/cm^2}$$

El esfuerzo admisible a la flexión se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$Fb = \frac{Sy}{Fs} \quad (14)$$

Donde:

Fb = Esfuerzo admisible de flexión

Sy = Modulo de seccion del material

Fs = Factor de seguridad en maquinas

El módulo de sección es considerado para un acero A36

$$Fb = \frac{2535Kg/cm^2}{2}$$

$$\mathbf{Fb = 1267Kg/cm^2}$$

Se procede a comparar los valores obtenidos del esfuerzo de flexión y el esfuerzo admisible de flexión:

$$\mathbf{fb < Fb}$$

$$\mathbf{505,37Kg/cm^2 < 1267Kg/cm^2}$$

Al comparar resultados se verifica que el material seleccionado en este caso A36 es aceptable para el diseño de los brazos del elevador, el material soporta la carga a la que será sometido, debido a que el esfuerzo a flexión es menor que el esfuerzo admisible del material.

2.4 Diseño de pasadores

Se requiere calcular el diámetro del pasador, para esto primero se procede a encontrar el área requerida del pasador mediante la siguiente fórmula:

$$F_v = \frac{V}{A} = [\tau] \quad (15)$$

Donde:

A = Area del pasador

V = Esfuerzo cortante

Fv = Esfuerzo cortante admisible

Se propone el uso de un acero AISI 1018 para los pasadores, el límite de fluencia Sy para el material seleccionado es 3772,95Kg/cm².

$$F_v = 0,4 * S_y$$

$$F_v = 0,4 * 3772,95 \text{Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{F_v = 1509,18Kg/cm^2}$$

El esfuerzo cortante que se considera es el obtenido del análisis de la situación más crítica de trabajo.

$$A = \frac{V}{F_v}$$

$$A = \frac{4330,85 \text{Kg}}{1509,18 \text{Kg/cm}^2}$$

$$\mathbf{A = 2,87cm^2}$$

A continuación, se determina el diámetro requerido para el pasador, mediante la siguiente fórmula:

$$A = \frac{D^2 * \pi}{4} \quad (16)$$

Donde:

D = *Diámetro del pasador*

Al resolver la formula se obtiene:

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 2,87 \text{cm}^2}{\pi}}$$

$$\mathbf{D = 1,90cm}$$

El diámetro que se selecciona para los pasadores es de 2,22cm, de esta manera se tiene un factor de seguridad adicional que se determina mediante la siguiente fórmula:

$$F_s = \frac{D_{seleccionado}}{D_{calculado}} \quad (17)$$

$$F_s = \frac{2,22cm}{1,90cm}$$

$$\mathbf{F_s = 1,18}$$

Se calcula el área mediante el diámetro seleccionado de 2,22cm

$$A = \frac{2,22cm^2 * \pi}{4}$$

$$\mathbf{A = 3,87cm^2}$$

Se calcula el esfuerzo cortante en función del diámetro seleccionado

$$F_v = \frac{4330,85Kg}{3,87cm^2}$$

$$\mathbf{F_v = 1118Kg/cm^2}$$

Se compara el esfuerzo cortante con el esfuerzo cortante admisible:

$$\mathbf{F_v = [F_v]}$$

$$\mathbf{1118 Kg/cm^2 < 1509,18 Kg/cm^2}$$

El esfuerzo cortante calculado con el diámetro del pasador correspondiente a 2,22cm es menor que el esfuerzo cortante admisible de tal manera la selección del diámetro de 2,22cm es favorable al determinar un factor de seguridad adicional de 1,18.

2.5 Diseño de la plataforma

La plataforma del elevador consta de dos partes una plataforma principal y una secundaria, la plataforma principal es la que soporta la carga máxima durante el proceso de carga, mientras que la plataforma secundaria será empleada básicamente como rampa de acceso a la plataforma principal, sin embargo, dependiendo del volumen de los elementos a ser levantados en el elevador también podrá emplearse la plataforma secundaria para realizar el proceso de carga.

El criterio para el diseño de las plataformas está dado por la necesidad de que ambas plataformas soporten la carga total, en la figura 2.15 se observa el caso más crítico de carga considerando una carga distribuida W .

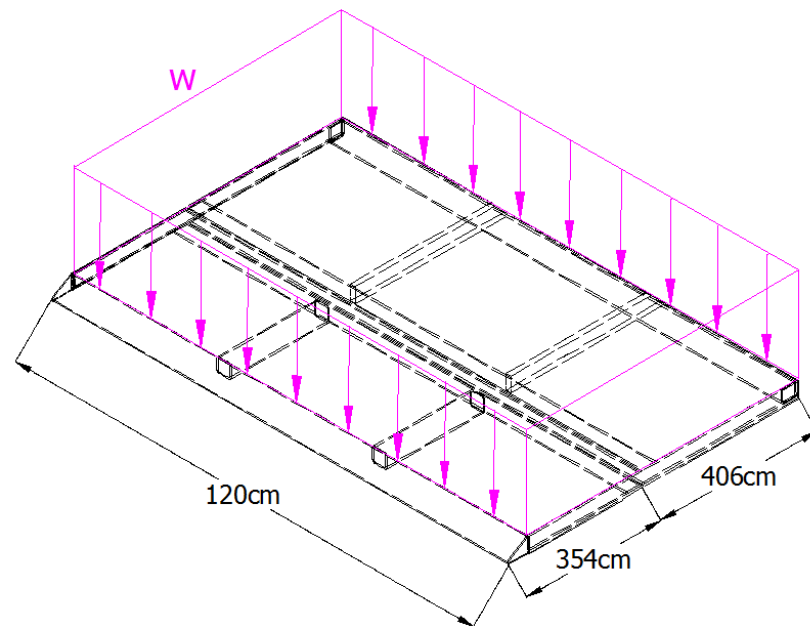


Fig. 2.15 Plataforma de carga, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

En el diseño de la plataforma la carga máxima es ejercida en los dos perfiles de los extremos de la plataforma principal por lo tanto se considera la mitad de la carga total para cada elemento, es decir 250kg para cada elemento, la carga estará distribuida de forma uniforme a lo largo del perfil, se considera un perfil estructural cuadrado.

La Figura 2.16 muestra las dimensiones y la carga a la que está sometido el perfil.

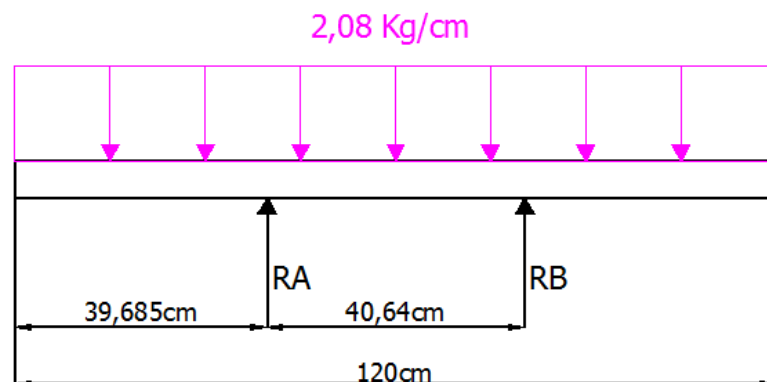


Fig. 2.16 Carga en el elemento de la plataforma. Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Se encuentran las reacciones que actúan en el perfil estructural cuadrado mediante los siguientes cálculos:

$$\Sigma F_y = 0 \downarrow (+) \quad (18)$$

$$(2,08\text{Kg/cm} * 120\text{cm}) - R_A - R_B = 0$$

Se realiza sumatoria de momentos con respecto al punto A, mediante la siguiente fórmula:

$$\Sigma M = 0 \quad (19)$$

$$(2,08\text{Kg/cm} * 120\text{cm}) * (20,315\text{cm}) + R_B * (40,62\text{cm}) = 0$$

$$R_B = \frac{5070,62\text{Kg} \cdot \text{cm}}{40,62\text{cm}}$$

$$\mathbf{R_B = 125Kg}$$

Al obtener la reacción en el punto B, se reemplaza el valor en la primera ecuación de sumatoria de fuerzas para obtener la reacción en el punto A de la siguiente manera:

$$(2,08\text{Kg/cm} * 120\text{cm}) - R_A - 125\text{Kg} = 0$$

$$\mathbf{R_A = 125Kg}$$

Una vez determinadas las reacciones que actúan en el perfil estructural, se realiza cortes en los tres tramos del perfil para elaborar el diagrama de esfuerzo cortante y momento.

2.5.1 Primer Tramo

Se tiene la carga distribuida que actúa generando una fuerza hacia abajo y momento en sentido anti horario en función de la distancia x como se observa en la figura 2.17.

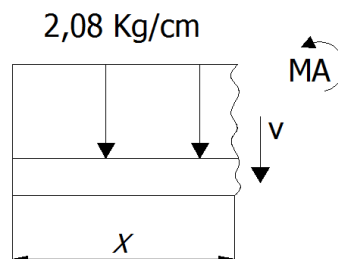


Fig. 2.17 Corte primer tramo del perfil estructural, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Se realiza sumatoria de fuerzas mediante la siguiente formula, los valores estarán en función de la longitud x :

$$\Sigma F_y = 0 \downarrow (+)$$

$$V + 2,08\text{Kg/cm} * X = 0$$

$$\mathbf{V = -2,08Kg/cm * X} \quad (20)$$

Se realiza sumatoria de momentos mediante la siguiente formula, los valores estarán en función de la longitud x :

$$\begin{aligned}\Sigma M &= 0 \\ M + 2,08 \text{Kg/cm} * X * X/2 &= 0 \\ \mathbf{M} &= \mathbf{-1,04 \text{Kg/cm} * X^2}\end{aligned}\quad (21)$$

Los valores de X para los que son válidas las ecuaciones de corte y momento del primer tramo son $0 \leq X \leq 39,685$, al asignar el valor mínimo y máximo a las ecuaciones se obtiene:

$$\begin{aligned}\text{Cuando } X &= 0 \\ V &= 0 \quad ; \quad M = 0 \\ \text{Cuando } X &= 39,685 \\ V &= -82,677 \text{Kg} \quad ; \quad M = -1640,52 \text{Kg.cm}\end{aligned}$$

2.5.2 Segundo Tramo

Se tiene la carga distribuida que actúa generando una fuerza hacia abajo y momento en sentido anti horario, y la reacción en el punto A que actúa generando una fuerza hacia arriba y momento en sentido horario como se observa en la Figura 2.18.

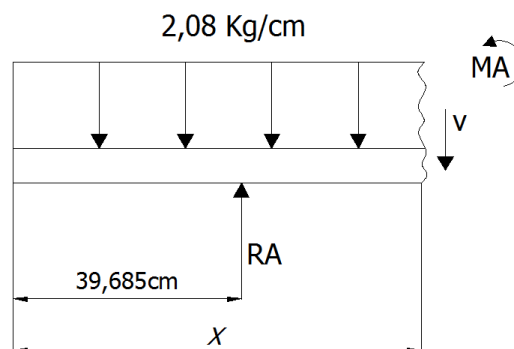


Fig. 2.18 Corte segundo tramo del perfil estructural, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Se realiza sumatoria de fuerzas mediante la siguiente formula, los valores estarán en función de la longitud x :

$$\begin{aligned}\Sigma Fy &= 0 \downarrow (+) \\ V + 2,08 \text{Kg/cm} * X - 125 \text{Kg} &= 0 \\ \mathbf{V} &= \mathbf{-2,08 \text{Kg/cm} * X + 125 \text{Kg}}\end{aligned}\quad (22)$$

Se realiza sumatoria de momentos mediante la siguiente formula, los valores estarán en función de la longitud x :

$$\begin{aligned}\Sigma M &= 0 \\ M - 125 * (X - 39,685) + 2,08 \text{Kg/cm} * X * X/2 &= 0 \\ \mathbf{M} &= \mathbf{-1,04 \text{Kg/cm} * X^2 + 125 * (X - 39,685)}\end{aligned}\quad (23)$$

Los valores de X para los que son válidas las ecuaciones de corte y momento del segundo tramo son $39,685 \leq X \leq 80,315$, al asignar el valor mínimo y máximo a las ecuaciones se obtiene:

$$\begin{aligned}\text{Cuando } X &= 39,685 \\ V &= 42,323 \text{Kg} \quad ; \quad M = -1640,52 \text{Kg.cm} \\ \text{Cuando } X &= 80,315 \\ V &= -42,323 \text{Kg} \quad ; \quad M = -1640,52 \text{Kg.cm}\end{aligned}$$

2.5.3 Tercer Tramo

Se tiene la carga distribuida que actúa generando una fuerza hacia abajo y momento en sentido anti horario, la reacción en el punto A que genera una fuerza hacia arriba y momento en sentido horario y la reacción en B que genera una fuerza hacia arriba y momento en sentido horario como se observa en la Figura 2.19.

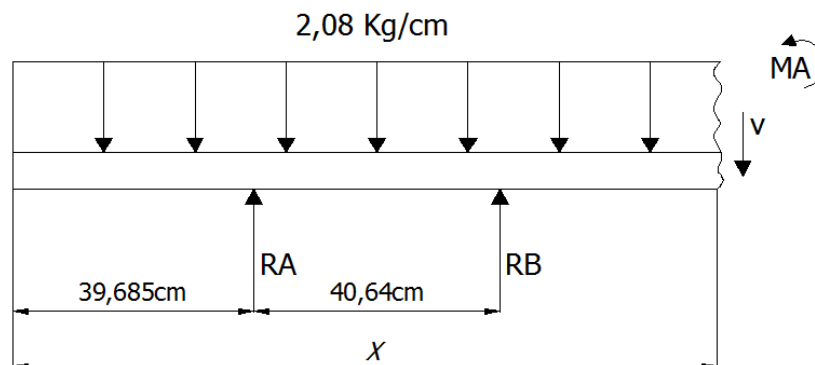


Fig. 2.19 Corte tercer tramo del perfil estructural, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Se realiza sumatoria de fuerzas mediante la siguiente formula, los valores estarán en función de la longitud x :

$$\Sigma F_y = 0 \downarrow (+)$$

$$V + 2,08\text{Kg/cm} * X - 250\text{Kg} = 0$$

$$V = -2,08\text{Kg/cm} * X + 250\text{Kg} \quad (24)$$

Se realiza sumatoria de momentos mediante la siguiente formula, los valores estarán en función de la longitud x:

$$\Sigma M = 0$$

$$M - 125 * (X - 80,315) - 125 * (X - 39,685) + 2,08\text{Kg/cm} * X * X/2 = 0$$

$$M = -1, \frac{04\text{Kg}}{\text{cm}} * X^2 + 125 * (X - 80,315) + 125 * (X - 39,685) \quad (25)$$

Los valores de X para los que son válidas las ecuaciones de corte y momento del tercer tramo son $80,315 \leq X \leq 120$, al asignar el valor mínimo y máximo a las ecuaciones se obtiene:

$$\text{Cuando } X = 80,315$$

$$V = 82,677\text{Kg} \quad ; \quad M = -1640,52\text{Kg.cm}$$

$$\text{Cuando } X = 120$$

$$V = 0 \quad ; \quad M = 0$$

Con los valores de cada tramo se puede realizar el diagrama de esfuerzo cortante y de momento, como se muestra en la figura 2.20 y 2.21 respectivamente.

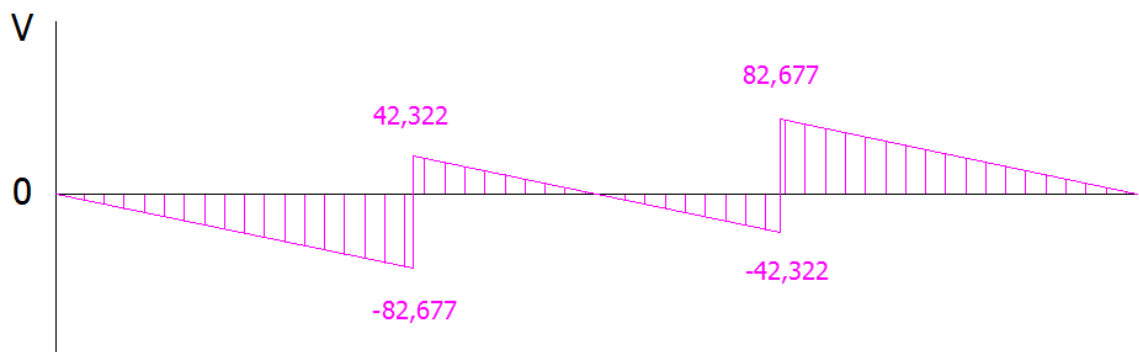


Fig. 2.20 Diagrama de Corte, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales



Fig. 2.21 Diagrama de Momento, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Se selecciona el perfil cuadrado mediante el siguiente cálculo:

$$M = \frac{WL^2}{8} \quad (26)$$

Donde:

M = Momento

W = Carga

L = Longitud

$$M = \frac{2,08Kg/cm * (120cm)^2}{8}$$

$$\mathbf{M = 3750Kg.cm}$$

Se requiere calcular el Módulo de sección Sx del perfil estructural cuadrado se emplea la siguiente fórmula:

$$Sx = \frac{M}{Fb} \quad (27)$$

Donde:

Sx = Modulo de sección

Fb = Esfuerzo admisible del material

El material seleccionado es un A36 con un Sy=2535Kg/cm²

$$Fb = 0,6Sy$$

$$Fb = 0,6S\left(\frac{2535Kg}{cm^2}\right)$$

$$\mathbf{Fb = 1521Kg/cm^2}$$

$$S_x = \frac{3750Kg \cdot cm}{1512Kg/cm^2}$$

$$S_x = 2,47cm^3$$

Se escoge un perfil cuadrado de 40mm y 1,5mm de espesor que tiene un $S_x=2,74cm^3$ según el catálogo de perfiles comerciales revisar Anexo 1.

2.6 Diseño de soporte del chasis

En la figura 2.22 se muestran las fuerzas que actúan sobre el soporte del chasis y sus respectivas distancias perpendiculares desde el centro del soporte, la fuerza F_{br} se encuentra en la misma dirección del centro del soporte por lo que no genera torque.

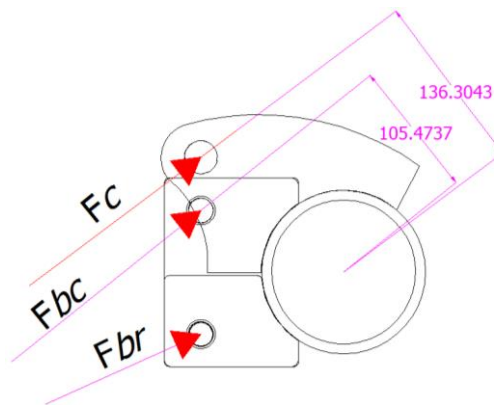


Fig. 2.22 Fuerzas en el soporte del chasis, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Se requiere calcular el torque que genera cada una de estas fuerzas, para lo cual se emplean las siguientes fórmulas:

$$T_c = F_c * d_c \quad ; \quad T_{bc} = F_{bc} * d_{bc} \quad (28) ; (29)$$

Donde:

T_c = Torque del cilindro

F_c = Fuerza del cilindro

d_c = Distancia perpendicular del eje de la fuerza al centro del soporte

T_{bc} = Torque del brazo curvo

F_{bc} = Fuerza del brazo curvo

d_{bc} = Distancia perpendicular del eje de la fuerza al centro del soporte

Al reemplazar se obtiene:

$$T_c = 4330,85Kg * 13,63cm$$

$$T_c = 59029,49Kg.cm$$

$$T_{bc} = 1644,88Kg * 10,55cm$$

$$T_{bc} = 17353,48Kg.cm$$

Se identifican los torques actuantes sobre el soporte del chasis como se muestra en la Figura 2.23.

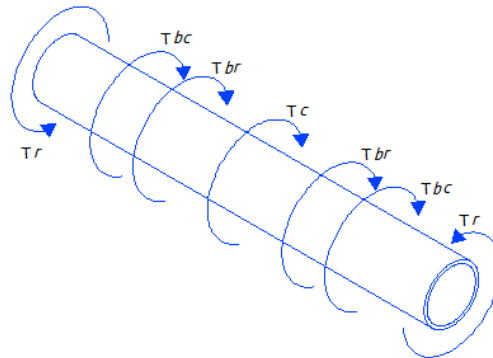


Figura 2.23 Torques en el soporte del chasis, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Se realiza el diagrama de torque en base a todos las torques que actúan en el soporte del chasis, en la figura 2.24 se muestra el diagrama de torques con sus respectivos valores.

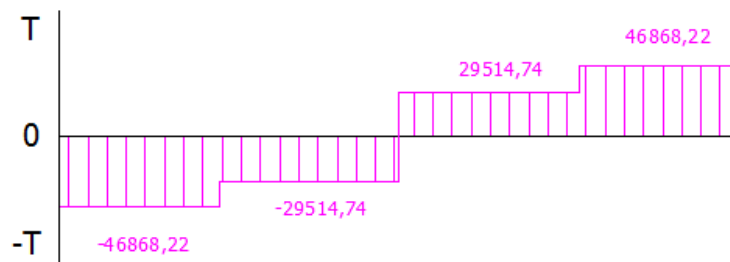


Fig. 2.24 Diagrama de torque en el soporte del chasis, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Para obtener el valor del torque resultante se realiza sumatoria de torques, se iguala a cero y se despeja los torques resultantes.

$$\Sigma T = 0$$

$$Tr - T_{bc} - T_c - T_{bc} + Tr = 0 \quad (30)$$

$$2Tr = 2T_{bc} + T_c$$

$$Tr = 46868,22Kg.cm$$

Se debe calcular el esfuerzo de torsión, se emplea el torque resultante y el momento polar de inercia, se usan las siguientes fórmulas:

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} \quad (31)$$

Donde:

τ = esfuerzo de torión

T = Torque

r = radio

J = Momento polar de inercia

$$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} \quad (32)$$

$$J = \frac{\pi((12,6cm)^4 - (10,3cm)^4)}{32}$$

$$J = 1369,50cm^4$$

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J}$$

$$\tau = \frac{46868,22Kg \cdot cm * 6,3cm}{1369,50cm^4}$$

$$\tau = 215,60Kg/cm^2$$

El esfuerzo cortante en el soporte del chasis se debe a las componentes verticales y horizontales de las fuerzas que ejercen los brazos sobre el soporte, para determinar las componentes se muestra en la figura 2.25 la fuerza con su respectivo ángulo.

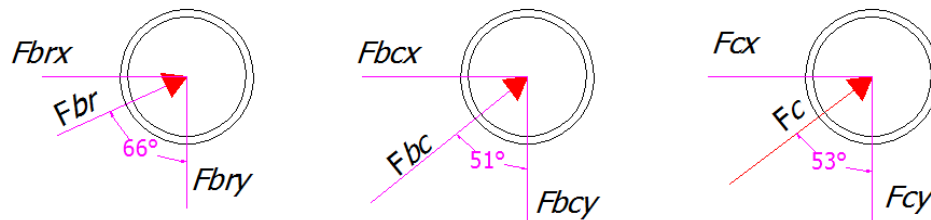


Fig. 2.25 Componentes de las fuerzas sobre el soporte del chasis, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Las componentes verticales y horizontales de cada fuerza se calculan mediante las siguientes formulas:

$$\begin{aligned}\sin 66^\circ &= \frac{F_{brx}}{F_{br}}; \cos 66^\circ = \frac{F_{bry}}{F_{br}} \\ \sin 51^\circ &= \frac{F_{bcx}}{F_{bc}}; \cos 51^\circ = \frac{F_{bcy}}{F_{bc}} \\ \sin 53^\circ &= \frac{F_{cx}}{F_c}; \cos 53^\circ = \frac{F_{cy}}{F_c}\end{aligned}$$

Al reemplazar con los valores de la fuerza del brazo recto se obtiene:

$$F_{brx} = F_{br} * \sin 66^\circ \quad (33)$$

$$F_{brx} = 3829,10Kg * \sin 66^\circ$$

$$\mathbf{F_{brx} = 3498,06Kg}$$

$$F_{bry} = F_{br} * \cos 66^\circ \quad (34)$$

$$F_{bry} = 3829,10Kg * \cos 66^\circ$$

$$\mathbf{F_{bry} = 1557,44Kg}$$

Al reemplazar con los valores de la fuerza del brazo curvo se obtiene:

$$F_{bcx} = F_{bc} * \sin 51^\circ \quad (35)$$

$$F_{bcx} = 1644,88Kg * \sin 51^\circ$$

$$\mathbf{F_{bcx} = 1278,31Kg}$$

$$F_{bcy} = F_{bc} * \cos 51^\circ \quad (36)$$

$$F_{bcy} = 1644,88Kg * \cos 51^\circ$$

$$\mathbf{F_{bcy} = 1035,16Kg}$$

Al reemplazar con los valores de la fuerza del cilindro se obtiene:

$$F_{cx} = F_c * \sin 53^\circ \quad (37)$$

$$F_{cx} = 4330,85Kg * \sin 53^\circ$$

$$\mathbf{F_{cx} = 3458,77Kg}$$

$$F_{cy} = F_c * \cos 53^\circ \quad (38)$$

$$F_{cy} = 4330,85Kg * \cos 53^\circ$$

$$\mathbf{F_{cy} = 2606,37Kg}$$

Para determinar las reacciones horizontales en el soporte del chasis se realiza sumatoria de fuerzas con respecto al eje X según se muestra en la Figura 2.26

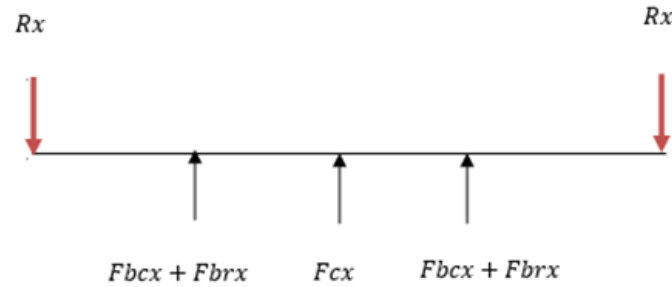


Fig. 2.26 Sumatoria de fuerzas en el eje X, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0 \\ Rx - 2F_{bcx} - F_{cx} - 2F_{brx} + Rx &= 0 \\ 2Rx &= 2F_{bcx} + 2F_{brx} + F_{cx} \\ \mathbf{Rx} &= \mathbf{6505,76Kg}\end{aligned}\tag{39}$$

Al encontrar las reacciones en X se puede realizar la gráfica de esfuerzos cortantes, como se muestra en la figura 2.27.

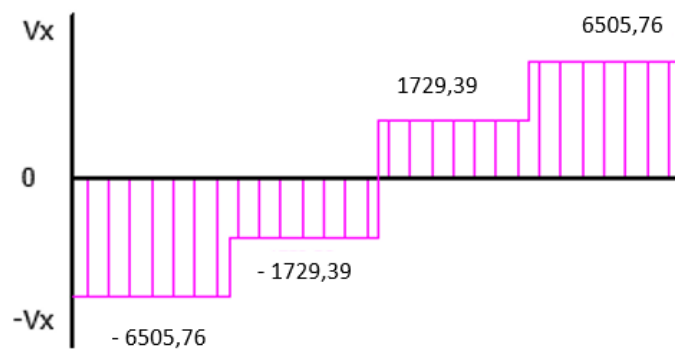


Fig. 2.27 Diagrama de esfuerzo cortante en X, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Mediante el método de áreas se realiza el diagrama de momentos para determinar el momento máximo con respecto a X, se muestra en la Figura 2.28.

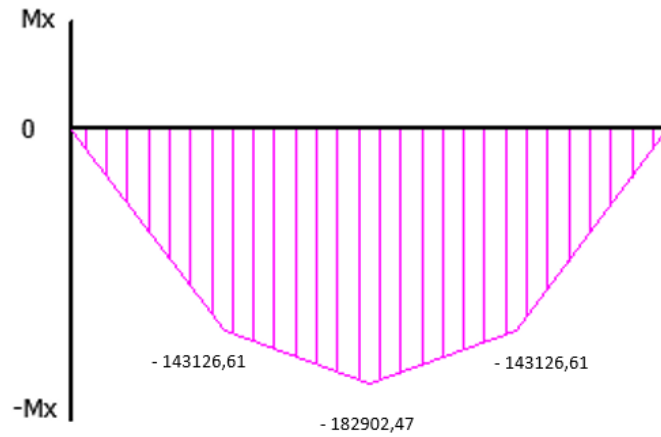


Fig. 2.28 Diagrama de momento en X, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Para determinar las reacciones verticales en el soporte del chasis se realiza sumatoria de fuerzas con respecto al eje Y según se muestra en la Figura 2.29.

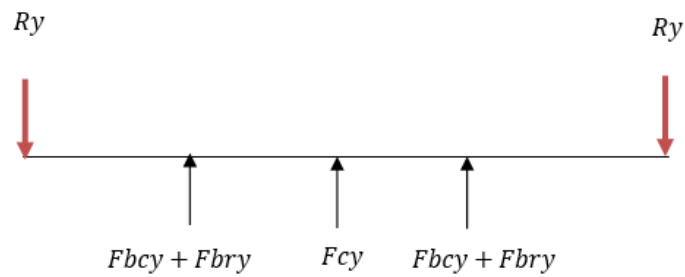


Fig. 2.29 Sumatoria de fuerzas en el eje Y, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_y - 2F_{bcy} - F_{cy} - 2F_{bry} + R_y = 0 \quad (40)$$

$$2R_y = 2F_{bcy} + 2F_{bry} + F_{cy}$$

$$\mathbf{R_y = 3895,79Kg}$$

Al encontrar las reacciones en Y se puede realizar la gráfica de esfuerzos cortantes, como se muestra en la Figura 2.30.

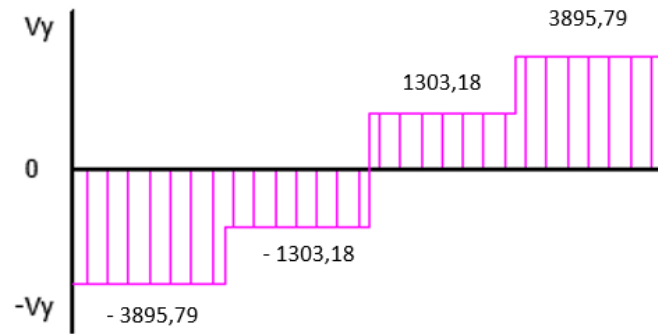


Fig. 2.30 Diagrama de esfuerzo cortante en Y, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Mediante el método de áreas se realiza el diagrama de momentos para determinar el momento máximo con respecto Y, se muestra en la Figura 2.31.

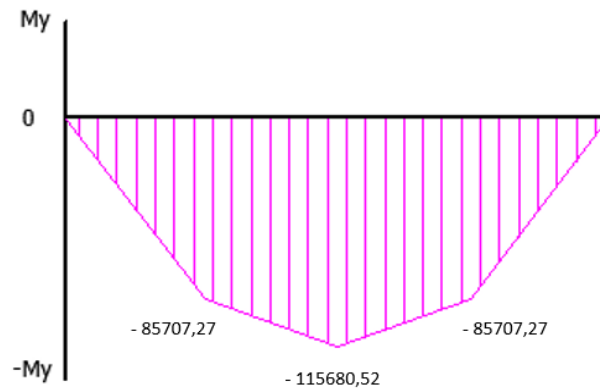


Fig. 2.31 Diagrama de momento en Y, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Para el cálculo de esfuerzos combinados se realiza la comprobación mediante la teoría de fallas del esfuerzo admisible equivalente mediante las siguientes fórmulas:

$$\sigma_x = \frac{M_x \cdot r}{J} \quad (41)$$

$$\sigma_x = \frac{182902,47 \text{ Kg} \cdot \text{cm} \cdot 6,3 \text{ cm}}{1369,5 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_x = 841,39 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_y = \frac{M_y \cdot r}{J} \quad (42)$$

$$\sigma_y = \frac{115680,52 \text{ Kg} \cdot \text{cm} \cdot 6,3 \text{ cm}}{1369,5 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_y = 532,16 \text{ Kg/cm}^2$$

$$[\sigma]_{eq} = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 + 3\tau^2} \quad (43)$$

$$[\sigma]_{eq} = \sqrt{(841,39 + 532,16)^2 + 3 * 215,60^2}$$

$$[\sigma]_{eq} = 1423,4 \text{ Kg/cm}^2$$

Comparamos el esfuerzo equivalente calculado con el admisible del material.

$$1423,4 \text{ Kg/cm}^2 < 1521 \text{ Kg/cm}^2$$

El material del soporte del chasis es considerado tubería A36 de 5plg de diámetro, con un refuerzo encamisado interior, con la finalidad de aumentar el espesor a 23mm y así aumentar la inercia de la sección transversal. Al comparar el esfuerzo admisible del material con el esfuerzo equivalente calculado se confirma que la selección del material es óptima.

2.7 Diseño de soldadura de orejas

2.7.1 Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión

La Figura 2.32 muestra la soldadura con filetes transversales, este tipo de soldadura se va aplicar en la unión de la estructura y el soporte del elevador.

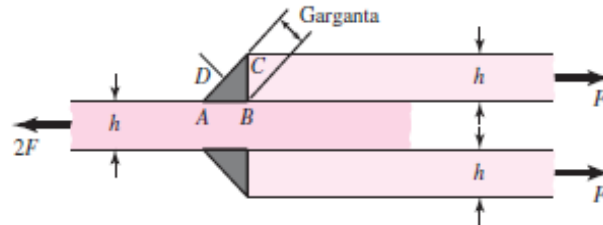


Fig. 2.32 Soldadura con filetes transversales, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

2.7.2 Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete

La Figura 2.33 muestra las propiedades flexionantes de las soldaduras de filete, en la que encontramos algunas fórmulas relacionadas con el área de la garganta, ubicación del punto G, segundo momento unitario del área.

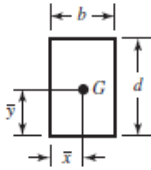
Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$

Fig. 2.33 Propiedades flexionantes de las soldaduras de filetes, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Para realizar el cálculo de soldadura de las orejas del elevador se muestra en la Figura 2.34, las dimensiones en milímetros que se consideran para el desarrollo del cálculo.

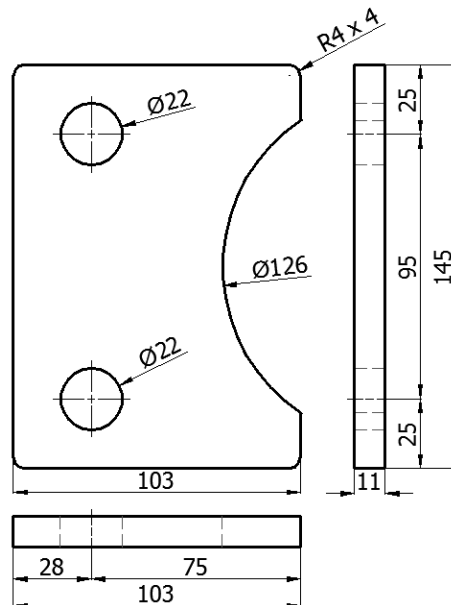


Fig.2.34 Dimensiones de oreja, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

$$F = 4330,85Kg$$

$$b=11 \text{ mm}$$

$$d=145 \text{ mm}$$

$$l=103 \text{ mm}$$

Se ubica el punto G del soporte mediante la siguiente ecuación:

$$\bar{x} = \frac{b}{2}$$

Donde:

b= Ancho del perfil

d= Alto del perfil

l= Longitud del perfil

$$\bar{x} = \frac{11[mm]}{2}$$

$$\bar{x} = 5,5 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = \frac{d}{2}$$

$$\bar{y} = \frac{145[mm]}{2}$$

$$\bar{y} = 72,5 \text{ mm}$$

Se calcula el momento M que actúa con esfuerzo flexionante en la junta de la estructura y el soporte, mediante la siguiente formula.

$$M = F * d \quad (44)$$

Donde:

M = Momento

F = Fuerza flexionante

d= distancia

$$M = 4330,85 \text{ kg} * 103 \text{ mm}$$

$$M = 446077,55 \text{ [kg} * \text{mm]}$$

Se calcula el momento unitario del área mediante la ecuación:

$$I_u = \frac{d^2}{6} (3b + d) \quad (45)$$

Donde:

I_u = Segundo momento unitario del área.

d = Alto del perfil

b = Ancho del perfil

$$I_u = \frac{(145 \text{ mm})^2}{6} (3(11 \text{ mm}) + 145 \text{ mm})$$

$$I_u = 623741.67 \text{ mm}^3$$

Luego se calcula el área de la garganta mediante la ecuación:

$$A = 1,414h(b + d) \quad (46)$$

Donde:

A = Área de la garganta

h = Altura de la garganta del cordón de soldadura

b = Ancho del perfil

d = Alto del perfil

$$A = 1,414 * 8(11mm + 145mm)$$

$$A = 1764.67 \text{ mm}^2$$

Se calcula el segundo momento del área I, con base en el área de la garganta de la soldadura mediante la ecuación:

$$I = 0,707hI_u \quad (47)$$

Donde:

I = Segundo momento del área

h = Altura de la garganta del cordón de soldadura

I_u = Segundo momento unitario del área

$$I = 0,707 * 8 \text{ mm} * 623741,6 \text{ mm}^3$$

$$I = 3527882,49 \text{ mm}^4$$

Se determina el esfuerzo promedio de la soldadura a tope debido a carga mediante la ecuación.

$$\tau = \frac{F}{h * l} \quad (48)$$

Donde:

τ = Esfuerzo promedio

h = Altura de la garganta del cordón de soldadura

l = Longitud del cordón del soldadura

$$\tau = \frac{4330,85 \text{ Kg}}{8 \text{ mm} * 145 \text{ mm}}$$

$$\tau = 3,73 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Se calcula el esfuerzo cortante nominal en la garganta mediante la ecuación

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (49)$$

Donde:

σ = Esfuerzo cortante nominal

M = Momento

I = Segundo momento del área

$$\sigma = \frac{446077,55 \text{ Kg.mm} * 72,5 \text{ mm}}{3527882,49 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma = 9,17 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Se calcula el esfuerzo de Von Mises mediante la ecuación

$$\sigma' = \sqrt{\sigma y^2 + 3\tau y x^2} \quad (50)$$

Donde:

σ' = Esfuerzo de Von Mises

σ = Esfuerzo cortante

τ = Esfuerzo cortante nominal en la garganta

$$\sigma' = \sqrt{\left[9,17 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}\right]^2 + 3 \left[3,73 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right]^2}$$

$$\sigma' = 11,21 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Se determina el factor de seguridad mediante la ecuación

$$Fs = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (51)$$

Fs = Factor de seguridad

S_y = Modulo de sección.

σ' = Esfuerzo de Von Mises

S_y Del material A₃₆ es:

$$S_y = 25,3 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$Fs = \frac{25,3}{11,21}$$

$$Fs = 2,26$$

Al obtener un valor superior a uno se considera que la selección y dimensionamiento del cordón de soldadura es óptima para tener un adecuado funcionamiento, la altura del filete de soldadura es de 8mm.

2.8 Diseño del resorte

En la Figura 2.35 se muestra el resorte a torsión con un ángulo libre de 90° que es el requerido para reducir el golpe de la plataforma al momento de ser desplegada, detalles de ubicación se encuentran en los planos del conjunto.

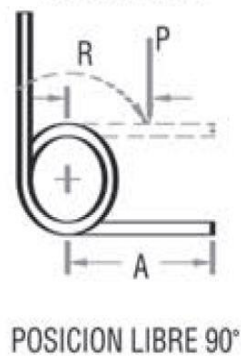


Fig. 2.35 Resorte a torsión, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

Se calcula la resistencia a la tensión mediante la siguiente ecuación:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (52)$$

Donde:

S_{ut} = Resistencia a la tensión en alambres

A= Constante para estimar la resistencia de tensión mínima en alambres (Anexo 2)

d= Diámetro de la espira (Anexo 2)

m= Constante para estimar la resistencia de tensión mínima en alambres (Anexo 2)

$$A = 140 \text{ Kpsi} \cdot \text{plg} \quad ; d = 3/8 \text{ plg} \quad ; m = 0,187$$

$$S_{ut} = \frac{140 \text{ Kpsi} \cdot \text{plg}}{\frac{3}{8}^{0,187}}$$

$$S_{ut} = 168,18 \text{ Kpsi}$$

Se calcula la resistencia estática mediante la siguiente ecuación:

$$S_y = 0,87 S_{ut} \quad (53)$$

Donde:

S_y = Resistencia estática

S_{ut} = Resistencia a la tensión en alambres

$$S_y = 0,87 \cdot 168,18 \text{ Kpsi}$$

$$S_y = 146,31 \text{ Kpsi}$$

Se calcula el diámetro medio de la espira mediante la ecuación:

$$D = DE - d \quad (54)$$

Donde:

D = Diámetro medio de la espira

DE = Diámetro exterior de la espira

d = Diámetro del alambre

$$D = 1,75 \text{ pulg} - 0,375 \text{ pulg}$$

$$\mathbf{D = 1,375 \text{ pulg}}$$

Se calcula el índice del resorte:

$$C = \frac{D}{d} \quad (55)$$

Donde:

C = Índice del resorte

D = Diámetro medio de la espira

d = Diámetro del alambre

$$C = \frac{1,375 \text{ pulg}}{0,375 \text{ pulg}}$$

$$\mathbf{C = 3,66 \text{ pulg}}$$

Se calcula el factor de corrección del esfuerzo flexionante mediante la ecuación:

$$K_i = \frac{4 C^2 - C - 1}{4 C(C - 1)} \quad (56)$$

Donde:

K_i = Factor de corrección del esfuerzo flexionante

C = Índice del resorte

$$K_i = \frac{4 * (3,66)^2 - 3,66 - 1}{4 * 3,66(3,66 - 1)}$$

$$\mathbf{K_i = 1,26}$$

Se determina el par de torsión máximo mediante la ecuación:

$$M_{max} = (Fr)_{max} = \frac{\pi d^3 S_Y}{32 K_i} \quad (57)$$

Donde:

(Fr)_{max} = Par de torsión máximo

d = Diámetro del alambre

S_y= Resistencia estática

K_i = Factor de corrección del esfuerzo flexionante

$$(Fr)_{max} = \frac{\pi * 0,375^3 * 146310}{32 * (1,26)}$$

$$(Fr)_{max} = \mathbf{601.17\ lbf * pulg}$$

Se calcula el número de vueltas:

$$N_b = Entero + \frac{\beta}{360^0} \quad (58)$$

Donde:

N_b= Numero de vueltas

β= Angulo del resorte

$$N_b = 13 + \frac{90}{360^0}$$

$$N_b = \mathbf{13,25}$$

Se calcula el número equivalente de vueltas activas mediante la siguiente ecuación:

$$N_a = N_b + \frac{l_1 + l_2}{3\pi D} \quad (59)$$

Donde:

N_a= Número equivalente de vueltas activas

N_b= Numero de vueltas

l₁ = Distancia aplicada de la fuerza

l₂ = Distancia aplicada de la fuerza

D = Diámetro medio de la espira

$$N_a = 13,25 + \frac{2 + 0,5}{3 * \pi * 1,375}$$

$$N_a = \mathbf{13,44\ vueltas}$$

Se calcula la razón del resorte completo con la siguiente ecuación:

$$K' = \frac{d^4 E}{10,8 D N_a} \quad (60)$$

Donde:

K' = Razón del resorte completo

D = Diámetro medio de la espira

E = Modulo de elasticidad

N_a= Número equivalente de vueltas activas

$$K' = \frac{(0,375)^4 * (28) * (10^6)}{10,8 * 1,375 * 13,44}$$
$$K' = 2774,33 \text{ lbf} * \text{pulg/vuelta}$$

Se calcula el número de vueltas del resorte completo mediante la siguiente ecuación:

$$\theta' = \frac{M}{K'} \quad (61)$$

$$\theta' = \frac{601,17}{2774,33}$$
$$\theta' = 0,22 \text{ vuelta}$$
$$(\theta'_s)_{\text{grados}} = 0,22(360^0)$$
$$(\theta'_s)_{\text{grados}} = 78^0$$

Se calcula el diámetro medio de la espira mediante la ecuación:

$$D' = \frac{N_b D}{N_b + \theta_c} \quad (62)$$

Donde:

D' = Diámetro medio de la espira

N_b = Numero de vueltas

D = Diámetro medio de la espira

θ' = Numero de vueltas del resorte completo

$$D' = \frac{13,25 * 1,375}{13,25 + 0,22}$$
$$D' = 1,35 \text{ pulg}$$

El momento en el resorte se obtiene al realizar el par de torsión, la fuerza que actúa es el peso de las plataformas, la distancia para los momentos se consideran desde los puntos de acción del resorte hacia la base del mismo, de este cálculo se obtiene el momento máximo y mínimo:

$$M_{\text{max}} = 368 \text{ lb} * \text{pulg}$$
$$M_{\text{min}} = 92 \text{ lb} * \text{pulg}$$

Se calcula la resistencia a la fatiga mediante las siguientes ecuaciones:

$$M_a = \frac{(M_{max} - M_{min})}{2} \quad (63)$$

Donde:

M_{max} = Momento máximo

M_{min} = Momento mínimo

M_a = Momento a

M_m = Momento m

$$M_a = \frac{(368 - 92 \text{ lb})}{2}$$

$$\mathbf{M_a = 138 \text{ lbf} * \text{pulg}}$$

$$M_m = \frac{(M_{max} + M_{min})}{2} \quad (64)$$

$$M_m = \frac{(368 + 92 \text{ lb})}{2}$$

$$\mathbf{M_m = 230 \text{ lbf} * \text{pulg}}$$

Determinar la línea de carga mediante:

$$r = \frac{M_a}{M_m} \quad (65)$$

r = Línea de carga

M_a = Momento a

M_m = Momento m

$$r = \frac{138}{230}$$

$$\mathbf{r = 0,60}$$

Se determina fatiga por flexión

$$\sigma_a = K_i \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad (66)$$

Donde:

σ_a = Esfuerzo flexionante en a

M_a = Momento a

K_i = Factor de corrección del esfuerzo flexionante

d = Diámetro del alambre

σ_m = Esfuerzo flexionante en m

$$\sigma_a = K_i \frac{32M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = 1,26 \frac{32(138)}{\pi(0,375)^3}$$

$$\sigma_a = 33585,82 \text{ psi}$$

$$\sigma_m = \frac{M_m}{M_a} \sigma_a \quad (67)$$

$$\sigma_m = \frac{230}{138} 33585,82$$

$$\sigma_m = 55976,36 \text{ psi}$$

Se calcula el límite de la resistencia a la fatiga

$$S_r = 0,5 S_{ut} \quad (68)$$

Donde:

S_r = Limite de la resistencia a la fatiga

S_{ut} = Resistencia a la tensión en alambres

$$S_r = 0,5 * 168,18 \text{ Kpsi}$$

$$S_r = 84,09 \text{ Kpsi}$$

Se calcula la falla por fatiga de Gerber mediante:

$$S_e = \frac{S_r / 2}{1 - \left(\frac{S_r / 2}{S_{ut}}\right)^2} \quad (69)$$

Donde:

S_e = Falla por fatiga de Gerber

S_r = Limite de la resistencia a la fatiga

$$S_e = \frac{84,09 / 2}{1 - \left(\frac{84,09 / 2}{168,18}\right)^2}$$

$$S_e = 44,84 \text{ Kpsi}$$

Se calcula la amplitud de la resistencia

$$S_a = \frac{r^2 S_{ut}^2}{2S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2S_e}{r S_{ut}}\right)^2} \right] \quad (70)$$

Donde:

S_a = Amplitud de la resistencia

S_e = Falla por fatiga de Gerber

r = Línea de carga

$$S_a = \frac{(0,6)^2(168,18)^2}{2(44,84)} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2(44,84)}{0,6 * 168,18} \right)^2} \right]$$

$$S_a = 113,54 \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{89,68}{100,91} \right)^2} \right]$$

$$S_a = 38,35 \text{ Kpsi}$$

El factor de seguridad a la fatiga se obtiene mediante:

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (71)$$

Donde:

n_f = Factor de seguridad

S_a = Amplitud de la resistencia

$$n_f = \frac{38,35}{33,58}$$

$$n_f = 1,14$$

Al obtener un valor superior a uno se considera que la selección y dimensionamiento del resorte es óptima, el resorte tiene diámetro de 3/8" y 13,25 vueltas, de forma comercial se selecciona un resorte según el anexo 3.

2.9 Diseño y selección del sistema hidráulico

Fuerza máxima de trabajo del cilindro (4330,85Kg)

Presión de la bomba hidráulica: 2320lb/plg², dato de la tabla indicativa del equipo.

Se calcula el diámetro del cilindro en función de la carga que se va a ejercer, para lo que se emplea la siguiente fórmula:

$$P = \frac{F}{A_{cilindro}} \quad (72)$$

Donde:

P = Presion de la bomba

$F = \text{Fuerza de carga}$

$A_{cilindro} = \text{Area transversal del cilindro}$

$$2320 \left[\frac{lb}{plg^2} \right] = \frac{9527,87lb}{A_{cilindro}}$$

$$A_{cilindro} = \frac{9527,87lb}{2320 \left[\frac{lb}{plg^2} \right]}$$

$$A_{cilindro} = 4,11 \text{ plg}^2$$

Una vez determinada el área requerida para el cilindro se requiere conocer el diámetro que corresponde a dicha área, se emplea la siguiente fórmula:

$$A_{cilindro} = \frac{D^2 * \Pi}{4} \quad (73)$$

Donde:

$D = \text{Diametro del cilindro}$

$$D^2 = \frac{4,11 \text{ plg}^2 * 4}{\Pi}$$

$$D = \sqrt{\frac{4,11 \text{ plg}^2 * 4}{\Pi}}$$

$$D = 2,29 \text{ plg}^2$$

De forma comercial se selecciona un diámetro de cilindro existente en el mercado, el diámetro seleccionado para el cilindro es de 2,5 pulgadas (Anexo 3).

Se Procede a determinar la potencia requerida del power pack como requerimiento tenemos la velocidad de recorrido del cilindro, se usa la siguiente formula:

$$V = \frac{L}{t} \quad (74)$$

Donde:

$V = \text{Velocidad salida}$

$L = \text{Longitud de carrera (catalogo prince anexo 1)}$

$t = \text{Tiempo salida (catalogo prince anexo 1)}$

Al reemplazar se tiene:

$$V = \frac{20.3 \text{ plg}}{20 \text{ seg}}$$

$$V = 1,06 \frac{plg}{seg}$$

Una vez que se obtiene la velocidad se calcula el caudal, se emplea el factor de conversión para obtener galones por minuto, se aplica la siguiente formula

$$Q = V * A_{cilindro} * \frac{60}{231} \quad (75)$$

Donde:

$Q = \text{Caudal (galones por minuto)}$

$$Q = 1,06 \frac{plg}{seg} * 4,11 plg^2 * \frac{60}{231}$$

$$Q = 1,13 GPM$$

Para determinar la potencia requerida de la bomba hidráulica se usa la siguiente fórmula aplicando el factor de conversión para obtener las unidades de potencia:

$$W [HP] = Presion[psi] * Q[GPM] * 7 * 10^{-4} \quad (76)$$

Donde:

$W = \text{Potencia del motor}$

$$W = 2320[psi] * 1,13[GPM] * 7 * 10^{-4}$$

$$W = 1,84[HP]$$

Se selecciona un motor de 2HP de potencia.

Los accesorios se seleccionan de acuerdo a los datos de presión de la unidad hidráulica, se selecciona un manómetro de 0 a 3000psi, y manguera trenzada metálica del tipo SAE100R1 la cual viene con su respectivo acople 1/2"plg de diámetro.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS DE COSTOS

3.1 Análisis económico

Hoy en día el aspecto económico es primordial dentro de una empresa, y optimizar los procesos al máximo es una necesidad básica para mejorar la rentabilidad. El proyecto desarrollado satisface los siguientes aspectos fundamentales con referencia a la optimización de recursos económicos:

- Reducción de los riesgos físicos en el personal destinado al proceso de carga y descarga del camión.
- Disminución del personal que se requiere estrictamente para el proceso de carga y descarga.
- Eliminación de pérdidas de tiempo en horas hombre debido a la necesidad de contar con personal exclusivo para una tarea de corto tiempo de ejecución.

A continuación se detallan los costos de equipos, materiales, accesorios, mano de obra y costos indirectos requeridos para la implementación del sistema.

3.1.1 Costos de equipos y materiales hidráulicos

Tabla 3.1 Equipos y materiales hidráulicos

EQUIPOS Y MATERIALES HIDRÁULICOS			
Descripción	Cant.	Valor unitario (USD)	Valor total (USD)
POWER PACK (SISTEMA DE BOMBEO HIDRAULICO)	1	480,65	480,65
CILINDRO HIDRAULICO	1	270,3	270,3
SELLOS HIDRAULICOS	8	5,68	45,44
VALVULA RETENEDORA	1	32,16	32,16
MANGUERAS	2	32,4	64,8
V. TOTAL			893,35

Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

3.1.2 Materiales y accesorios estructurales

Tabla 3.2 Materiales y accesorios estructurales

MATERIALES Y ACCESORIOS ESTRUCTURALES			
Descripción	Cant.	Valor unitario (USD)	Valor total (USD)
TUBO REDONDO 5" CED80	1	140	140
PLACAS 5/8"	2	46,6	93,2
PLACAS 7/16"	6	16,5	99
EJE SOLIDO 1.1/2"	1	18,75	18,75
EJE SOLIDO 1"	1	13,15	13,15
TUBO REDONDO 1.3/4"	1	19,65	29,65
EJE SOLIDO AISI 1018		30	30
PERNOS ACERADOS 3/4" x 3", INCLUYE TUERCA Y ARANDELAS	8	12,38	99,04
PLANCHA ANTIDESLIZANTE e=2mm	1	125,21	145,21
V. TOTAL			638

Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

3.1.3 Materiales y accesorios eléctricos**Tabla 3.3** Materiales y accesorios eléctricos

MATERIALES Y ACCESORIOS ELÉCTRICOS			
Descripción	Cant.	Valor unitario (USD)	Valor total (USD)
CABLE GEMELO	8	2,15	17,2
BOTONERA SIMPLE	1	18,95	18,95
FUSIBLES	2	1,86	3,72
V. TOTAL			39,87

Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

3.1.4 Mano de obra

Tabla 3.4 Mano de obra

MANO DE OBRA				
Descripción	Cant.	Horas de Trabajo	Costo Hora (USD)	Valor Total (USD)
Soldador	1	16	6,25	100
Ayudante	1	32	3,75	120
Técnico Eléctrico	1	8	6,25	50
Técnico Hidráulico	1	8	6,25	50
Supervisor	1	32	6,25	200
V. TOTAL				520

Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

3.1.5 Costos indirectos**Tabla 3.5** Costos indirectos

COSTOS INDIRECTOS			
Descripción	Cant.	Valor unitario (USD)	Valor total (USD)
Alimentación del personal	8	3	24
Transporte de equipos, materiales y accesorios	3	10	30
Insumos de Oficina (planos)	20	1,80	36
V. TOTAL			90

Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

3.1.6 Costo total**Tabla 3.6** Costo total

COSTO TOTAL	
Descripción	Valor (USD)
EQUIPOS Y MATERIALES HIDRAULICOS	893,35
MATERIALES Y ACCESORIOS ESTRUCTURALES	638
MATERIALES Y ACCESORIOS ELECTRICOS	39,87
MANO DE OBRA	520
COSTOS INDIRECTOS	90
V. TOTAL	2181,22

Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

3.2 Ahorro generado

Según un registro de trabajos realizados por la Empresa INSEIN. CIA. LTDA. Se puede determinar que el camión requiere movilizarse con equipos, materiales y herramientas tres veces por semana, con un requerimiento de dos personas adicionales al conductor del camión.



Fig. 3.1 Flujo de operación elevador de carga y descarga, Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

En la Figura 3.1 se observa un flujo de operación del proceso de carga y descarga implementando el elevador, el tiempo estimado de carga, movilización al lugar requerido y descarga es en promedio de 2h por cada viaje, y el personal requerido para operar el elevador se reduce a una persona que será el conductor del camión, con estos datos se puede determinar a continuación un valor estimado del ahorro que genera la implementación del elevador electro-hidráulico:

Costo semanal implementando el elevador:

$$Costo_{semanal} = \#personas * \#horas * \#viajes * valor \text{ hora hombre}$$

$$Costo_{semanal} = 1 * 1 * 3 * 3.75 \text{ USD}$$

$$\mathbf{Costo_{semanal} = 11,25 \text{ USD}}$$

Costo semanal sin implementar el elevador:

$$Costo_{semanal} = \#personas * \#horas * \#viajes * valor \text{ hora hombre}$$

$$Costo_{semanal} = 2 * 2 * 3 * 3.75 \text{ USD}$$

$$\mathbf{Costo_{semanal} = 45 \text{ USD}}$$

Se determina el ahorro semanal que genera el implementar el elevador

$$Ahorro_{semanal} = Costo_{semanal \text{ sin elevador}} - Costo_{semanal \text{ con elevador}}$$

$$Ahorro_{semanal} = 45 - 11,25$$

$$\mathbf{Ahorro_{semanal} = 33,75USD}$$

El ahorro anual se establece mediante el siguiente cálculo:

$$Ahorro_{anual} = Ahorro_{semanal} \times \text{Semanas por año}$$

$$Ahorro_{anual} = 33,75USD \times 52$$

$$\text{Ahorro}_{\text{anual}} = 1755\text{USD}$$

El personal que se requiere para el proceso de carga se reduce a una persona, con la capacitación adecuada el conductor del camión será quien realice el proceso de carga, de tal manera que el proceso de carga se reduce a una hora, y una hora de movilización hacia el lugar de destino del camión. El ahorro que genera el elevador es de 1775usd anual.

3.3 Flujo de caja

El flujo de caja está proyectado para 5 años, en el primer año en las salidas está considerado el valor total de la inversión y el valor de dos mantenimientos, para los siguientes años se estima un aumento en el valor de los mantenimientos en función de incrementos de salarios y repuestos.

Para las entradas del primer año se considera el valor total del ahorro, para los siguientes años las entradas se estiman de igual manera en función del aumento en el valor de los salarios.

Tabla 3.7 Flujo de caja

ELEVADOR ELECTRO HIDRÁULICO					
FLUJO DE CAJA					
FLUJO DE CAJA PROYECTADO	AÑO 2018	AÑO 2019	AÑO 2020	AÑO 2021	AÑO 2022
TOTAL ENTRADAS	1.755,00	2.281,50	2.965,95	3.855,74	5.012,46
TOTAL SALIDAS	2.301,22	432,00	777,60	1.399,68	2.519,42
FLUJO DE CAJA NETO (E-S)	-546,22	1.849,50	2.188,35	2.456,06	2.493,03
SALDO FINAL DE CAJA	-546,22	1.849,50	2.188,35	2.456,06	2.493,03

Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

3.4 TIR, VAN Y PAYBACK

En la tabla 3.8 se muestran los valores de la tasa interna de recursos TIR, valor actual neto VAN y el costo beneficio del proyecto.

Tabla 3.8 Evaluación financiera

EVALUACIÓN FINANCIERA						
	INVERSION INICIAL	UTILIDAD 1	UTILIDAD 2	UTILIDAD 3	UTILIDAD 4	UTILIDAD 5
	-2181,22	-\$ 546,22	\$ 1.849,50	\$ 2.188,35	\$ 2.456,06	\$ 2.493,03
TASA RENDIMIENTO	30%					
VA	\$6.619,36	(\$420,17)	\$1.094,38	\$996,06	\$2.456,06	\$2.493,03
VAN	\$4.438,14					
TIR	18%					
COSTO /BENEFICIO	3,03					

Elaborado por: G. Quintana, J. Ruales

El tiempo de recuperación de la inversión PAYBACK se establece en el año 2019, para determinar el tiempo exacto se lo realiza mediante las siguientes formulas:

$$PAYBACK = Saldo final 2018 \div \left(\frac{Utilidad \text{ año } 2}{\#Semanas \text{ por año}} \right) + 1 \text{ año}$$

$$PAYBACK = 546,22 \text{usd} \div \left(\frac{1849,50 \text{usd}}{52 \text{ semanas}} \right) + 1 \text{ año}$$

$$PAYBACK = 1 \text{ año} + 15,36 \text{ semanas}$$

El resultado del cálculo de PAYBACK determina que la recuperación de la inversión será en un año y cuatro meses.

CONCLUSIONES

Al analizar la situación actual del proceso de carga del camión, se determina que los tiempos no productivos de cada persona que se destina para el proceso suman anualmente 156 horas, representando un impacto económico considerable además de generar riesgo para la salud física.

Al plantear tres opciones en función de variables fundamentales como costo, funcionalidad, peso y capacidad de carga se determinó que la primera opción del tipo de elevador es seleccionada como la más idónea con el 86,11% de beneficios para ser implementada y solucionar el problema de carga y descarga del.

El diseño del elevador se realizó considerando la situación más crítica de funcionamiento, es decir la primera posición de operación en donde se tiene una fuerza de trabajo del cilindro de 4330,85kg, de esta forma se asegura el correcto funcionamiento durante todo el proceso de carga y descarga.

Durante las pruebas realizadas se determina que el aporte de la implementación del elevador electro hidráulico es favorable para mejorar el proceso de carga y descarga del camión, se reduce el personal necesario en 33,33%, se reduce el tiempo de carga, movilización y descarga en 50% y se disminuye al máximo el riesgo físico del personal.

En el análisis de costos se establece en un año y cuatro meses el tiempo para recuperar la inversión total, al tener una reducción de costos inmediata la influencia en la optimización de recursos es más considerable.

RECOMENDACIONES

El conductor del camión debe recibir capacitación acerca del funcionamiento del elevador electro hidráulico, para que pueda operarlo sin riesgo de mal manejo del mismo.

Se debe colocar un indicativo de la capacidad máxima de carga del elevador, con la finalidad de prevenir un daño por sobre carga.

El elevador podrá operar estrictamente cuando el camión se encuentre detenido, para evitar que los objetos que están en la plataforma de carga pueden caer y causar daños al operario del elevador o sufrir algún daño.

El elevador será de uso exclusivo para material, herramientas y equipos, por ningún concepto deberá subirse el personal en la plataforma de carga.

Se recomienda revisar periódicamente el estado del aceite hidráulico con la finalidad de garantizar el correcto funcionamiento.

Dejar el mínimo de holguras en los pasadores para minimizar la deflexión de la plataforma, debido a que al momento de aplicar la máxima carga en las pruebas se evidencio una deflexión de 3cm.

Se debe proveer de unas guardas que se puedan instalar en la plataforma, para evitar deslizamientos de los objetos durante el proceso de carga, en especial cuando los objetos tienen una altura considerable o cuando disponen de ruedas.

Es necesario realizar un análisis de síntesis de mecanismos, con la finalidad de verificar el movimiento y la trayectoria de los eslabones.

Se recomienda emplear una batería independiente a la del camión para el funcionamiento del elevador, debido a que el consumo requerido del elevador permite tener 6,5h de funcionamiento continuo hasta descargar por completo la batería del camión.

REFERENCIAS

- [1] Y. A. Cengel y J. M. Cimbala, Mecanica de fluidos fundamentos y aplicaciones, 1ra ed., Mexico, D.F.: The McGraw-Hill Companies, 2006, p. 2.
- [2] R. C. Binder, Mecánica de fluidos, 5ta ed., méxico: Trillas, 1978, p. 318.
- [3] R. V. Giles, Teoría y problemas de mecánica de fluidos e hidráulica, México: McGraw Hill, 1969, p. 1.
- [4] M. C. Potter y D. C. Wiggert, Mecánica de fluidos, 3ra ed., México: THOMSON, 2001, p. 14.
- [5] R. G. Budynas y K. J. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de shigley, 8va ed., México, D.F.: McGraw-Hill, 2008, p. 8.
- [6] R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, 4ta ed., México: PEARSON EDUCACION, 2006.
- [7] J. C. McCormac y S. F. Csernak, Diseño de estructuras de acero, 5ta ed., México: Alfaomega, 2013, pp. 1-4;390-392;469-471.
- [8] R. L. Norton, Diseño de máquinas, 1ra ed., México: PRENTICE HALL, 1999.
- [9] J. F. MORA, CIRCUITOS ELECTRICOS, MADRID: PEARSON EDUCACION S.A., 2012, p. 2.
- [10] C. K. Alexander y M. Sadiku, Fundamentos de circuitos electricos, 3ra ed., Mexico, D. F.: McGraw-Hill Interamericana, 2007, pp. 4, 6.
- [11] Anthony Lifgtates, Inc., *INSTALLATION, OPERATION, AND MAINTENANCE*, ILLINOIS, 2016.

ANEXOS

ANEXO 1



CUADRADO

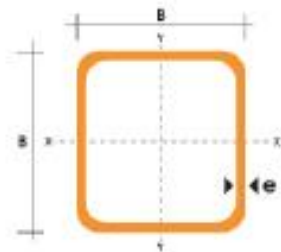
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizada
Largo normal	6.00m
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20.00mm a 100.00mm
Espesor	Desde 2.00mm a 3.00mm



DIMENSIONES			AREA		EJES X-Xe Y-Y	
A	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	I
mm	mm	Kgm	cm2	cm4	cm3	cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,16	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,38	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,08	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,45	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,18	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,43	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,84	6,95	3,70	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,25	2,85	11,66	4,42	1,97
50	2,0	3,00	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,08	2,38
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,89	2,34
75	2,0	4,50	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	178,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,90	226,99	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84



ANEXO 2

Tabla 10-4

Constantes A y m de $S_u = A/d^m$ para estimar la resistencia de tensión mínima de alambres para fabricar resortes comunes

Fuente: De *Design Handbook*, 1987, p. 19. Cortesía de Associated Spring.

Material	ASTM núm.	Exponente m	Diámetro, pulg	A , kpsi · pulg ^m	Diámetro, mm	A , MPa · mm ^m	Costo relativo del alambre
Alambre de plano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en acetil [†]	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre estrado duro [‡]	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo vanadio [§]	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302 [#]	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11
		0.263	0.10-0.20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.20-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	
		0.064	0.075-0.30	110	2-7.5	932	

*La superficie es lisa, sin defectos y tiene un acabado brillante y lustroso.

[†]Tiene escamas ligeras debido al tratamiento térmico, que se deben remover antes del galvanizado.

[‡]La superficie es lisa y brillante sin marcas visibles.

[§]Alambre revenido de calidad aeronáutica; también se obtiene recocido.

^{||}Revenido a Rockwell C49, pero se puede obtener sin revenir.

[#]Acero inoxidable tipo 302.

**Temple CA510.

ANEXO 3

NUMERO DE PARTE LEE	DIAMETRO EXTERIOR		DIAMETRO DEL ALAMBRE		TORQUE @ 90° DEFLEXION (T)		RADIO (R)		TAMAÑO MANDRIL SUGERIDO		LONGITUD DE LAS PATAS (A)		LONGITUD APROX. DEL CUERPO (L)		NUMERO DE ESPIRALES	GRUPO DE FREDO	
	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.-LB.	KG-MM	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	MM		Alambre de Piano	Inoxidable 302
LTL075M 07 LTR075M 07	.810	20.56	.075	1.91	9.203	106.01	1.000	25.40	19/32 (.594)	15.08	2.000	50.80	0.319	8.10	3.25	AA	AB
LTL078N 07 LTR078N 07	.835	21.21	.078	1.98	10.450	120.38	1.000	25.40			2.000	50.80	0.332	8.42	3.25	AA	AB
LTL105Q 01 LTR105Q 01	.848	21.54	.105	2.67	21.000	241.92	1.750	44.45	37/64 (.578)	14.68	3.500	88.90	0.656	16.66	5.25	AC	AD
LTL095P 01 LTR095P 01	.871	22.12	.095	2.41	17.140	197.45	1.500	38.10	39/64 (.609)	15.48	3.000	76.20	0.509	12.93	4.25	AB	AC
LTL085N 07 LTR085N 07	.952	24.19	.085	2.16	12.860	148.14	1.250	31.75			2.500	63.50	0.361	9.18	3.25	AB	AC
LTL115R 01 LTR115R 01	.978	24.84	.115	2.92	28.000	322.56	2.000	50.80	11/16 (.688)	17.46	4.000	101.60	0.718	18.24	5.25	AD	AE
LTL125S 01 LTR125S 01	.989	25.12	.125	3.18	32.000	368.64	2.000	50.80			4.000	101.60	0.906	23.01	6.25	AE	AG
LTL135T 01 LTR135T 01	1.102	27.99	.135	3.43	40.000	460.80	2.000	50.80	49/64 (.766)	19.45	4.000	101.60	0.978	24.84	6.25	AG	AJ
LTL095P 07 LTR095P 07	1.110	28.20	.095	2.41	17.140	197.44	1.500	38.10	13/16 (.813)	20.64	3.000	76.20	0.404	10.26	3.25	AG	AJ
LTL105Q 07 LTR105Q 07	1.342	34.08	.105	2.67	21.000	241.90	1.750	44.45	1 1/32 (1.031)	26.19	3.500	88.90	0.446	11.33	3.25	AG	AJ
LTL125S 07 LTR125S 07	1.372	34.84	.125	3.18	32.000	368.62	2.000	50.80			4.000	101.60	0.656	16.67	4.25	AG	AJ
LTL115R 07 LTR115R 07	1.450	36.82	.115	2.92	28.000	322.54	2.000	50.80	1 3/32 (1.094)	27.78	4.000	101.60	0.489	12.41	3.25	AG	AJ
LTL135T 07 LTR135T 07	1.492	37.89	.135	3.43	40.000	460.77	2.000	50.80	1 1/8 (1.125)	28.58	4.000	101.60	0.709	18.00	4.25	AG	AJ